

VŠB - Technická univerzita Ostrava  
Fakulta strojní  
Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení

Návrh čerpadel pro přečerpávání splaškových vod  
v areálu Vědeckotechnologického parku v Ostravě

Design of Waste Water Pumping System in the  
Area of Ostrava Science and Technology Park

Student:  
Vedoucí bakalářské práce:

Radomír Pospíšil  
doc. Ing. Sylva Drábková, Ph.D.

Ostrava 2009

Prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě.....

.....  
Radomír Pospíšil

Dále prohlašuji, že:

- jsem byl seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. - autorský zákon, zejména §35 - užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 - školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB - TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že jeden výtisk bakalářské práce bude uložen v Ústřední knihovně VŠB – TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce.
- bylo sjednáno, že s VŠB - TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo - bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB - TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB - TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledky její obhajoby.

V Ostravě.....

.....  
Radomír Pospíšil

## **ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE**

POSPÍŠIL, R. Návrh čerpadel pro přečerpávání splaškových vod v areálu Vědecko – technologického parku v Ostravě.

Ostrava: Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení , Fakulta strojní VŠB – Technická univerzita Ostrava , 2009. Bakalářská práce vedoucí: Drábková, S.

Bakalářská práce se zabývá posouzením funkce čerpadel FLYGT osazených v čerpací stanici splaškových vod pro tyto podmínky :

1. Současný provizorní stav
2. Projektovaný koncový stav
3. Použití dvou stejných čerpadel při paralelní spolupráci

Čerpací stanice je osazena dvěma čerpadly, výtlačným potrubím, sací nádrží a výtlačnou nádrží. V závěru jsou detailně specifikovány všechny části zařízení.

## **ANNOTATION OF THESIS**

POSPÍŠIL, R. Design of Waste Water Pumping System in the Area of Ostrava Science and Technology Park

Ostrava: Department of Hydrodynamics and Hydraulic Equipment, Faculty of Mechanical Engineering, VŠB – Technical University of Ostrava, 2009, 56 p. Bachelor's thesis, head: Drábková, S.

The thesis deals with design review pumping system FLYGT setting in waste water-pumping station for these conditions applicable:

- 1 Contemporary provisional state
- 2 Projected end state
- 3 Using two same pumps at parallel cooperation.

The pumping station is shouldered by two pumps, force main conduit, sucking tank and force main tank. At the close are in detail specified all the parts arrangement.



Tímto bych chtěl poděkovat doc. Ing. Sylvě Drábkové, Ph.D. za laskavou pomoc a cenné připomínky, podněty a rady při tvorbě této bakalářské práce.

## Obsah

<b>SEZNAM POUŽITÝCH ZNAČEK .....</b>	<b>7</b>
<b>ÚVOD.....</b>	<b>9</b>
<b>1. CHARAKTERISTIKA ČERPACÍHO SYSTÉMU.....</b>	<b>9</b>
1.1 URČENÍ MĚRNÉ ENERGIE $Y_s$ POTŘEBNÉ NA DOPRAVU KAPALINY DANÝM SYSTÉMEM.....	10
1.2. CHARAKTERISTIKA POTRUBÍ.....	12
1.3 VÝBĚR ČERPADLA.....	14
1.4 ÚČINNOST HYDRODYNAMICKÝCH ČERPADEL.....	14
1.5 URČENÍ CHARAKTERISTIKY ČERPADLA MĚŘENÍM V CHARAKTERISTICKÝCH PRŮŘEZECH ČERPADLA.....	15
<b>2. ŘAZENÍ ČERPADEL.....</b>	<b>15</b>
2.1 PARALELNÍ SPOLUPRÁCE DVOU ČERPADEL.....	15
2.2 SÉRIOVÁ SPOLUPRÁCE DVOU ČERPADEL.....	17
<b>3. DIAGNOSTIKA KAVITACE V HYDRODYNAMICKÝCH ČERPALECH.....</b>	<b>18</b>
3.1 VLIV KAVITACE NA ČINNOST ČERPADLA.....	19
<b>4. POPIS ŘEŠENÉHO PROBLÉMU (ZADÁNÍ ÚLOHY).....</b>	<b>20</b>
4.1 TÉMA BAKALÁŘSKÉ PRÁCE.....	20
4.2 ÚVOD DO PROBLÉMU.....	20
<b>5. POPIS POUŽITÝCH ČERPADEL.....</b>	<b>25</b>
5.1 URČENÍ CHARAKTERISTIKY ÚČINNOSTI ČERPADLA FLYGT.....	26
<b>6. POSOUZENÍ PROVOZU ČERPADLA V PROVIZORNÍM SYSTÉMU VÝTLAKU.....</b>	<b>27</b>
6.1. URČENÍ MĚRNÉ ENERGIE POTRUBÍ $Y_p$ .....	27
6.2. URČENÍ PROVOZNÍHO BODU.....	29
6.3. URČENÍ ČERPANÉ KUBATURY SPLAŠKŮ.....	30
6.4. URČENÍ POTŘEBNÉHO PŘÍKONU.....	30
<b>7. VÝPOČET SYSTÉMU VÝTLAKU PRO KONCOVÝ STAV.....</b>	<b>31</b>
7.1 URČENÍ MĚRNÉ ENERGIE POTRUBÍ $Y_p$ .....	31
7.2. URČENÍ PROVOZNÍHO BODU.....	33
7.3. URČENÍ POTŘEBNÉHO PŘÍKONU.....	33
<b>8. PARALELNÍ PROVOZ ČERPADEL.....</b>	<b>34</b>
8.1. URČENÍ POTŘEBNÉHO PŘÍKONU.....	35
<b>9. ALTERNATIVNÍ NÁVRH ČERPADLA.....</b>	<b>35</b>
9.1. URČENÍ POTŘEBNÉHO PŘÍKONU.....	35
<b>10. PROVOZ, OBSLUHA, ÚDRŽBA.....</b>	<b>36</b>
<b>11. ZÁVĚR.....</b>	<b>37</b>
<b>12. POUŽITÁ LITERATURA.....</b>	<b>38</b>
<b>13. PŘÍLOHY.....</b>	<b>39</b>

## Použité veličiny

<i>značka</i>	<i>název</i>	<i>jednotka</i>
$D$	průměr potrubí, průměr oběžného kola	[m]
$F$	síla	[N]
$H$	dopravní výška	[m]
$H_g$	rozdíl geodetických výšek hladiny v sací a výtlačné nádrži	[m]
$M$	moment	[N.m]
$P$	výkon (příkon)	[W]
$P_h$	hydraulický výkon	[W]
$Q$	objemový průtok	[m <sup>3</sup> .s <sup>-1</sup> ]
$Q_m$	hmotnostní průtok	[kg.s <sup>-1</sup> ]
$Q_v$	objemový průtok	[m <sup>3</sup> .s <sup>-1</sup> ]
$Q_{vc}$	celkový objemový průtok	[m <sup>3</sup> .s <sup>-1</sup> ]
$Re$	Reynoldsovo číslo	[1]
$S$	plocha průtočného průřezu potrubí	[m <sup>2</sup> ]
$U$	Potenciál vnějších sil	[J.kg <sup>-1</sup> ]
$Y$	měrná energie	[J.kg <sup>-1</sup> ]
$Y_d$	měrná energie dodaná čerpadlem	[J.kg <sup>-1</sup> ]
$Y_h$	polohová měrná energie	[J.kg <sup>-1</sup> ]
$Y_{hyd}$	hydraulická energie	[J.kg <sup>-1</sup> ]
$Y_k$	kinetická měrná energie	[J.kg <sup>-1</sup> ]
$Y_m$	mechanická energie	[J.kg <sup>-1</sup> ]
$Y_p$	měrná energie potrubí	[J.kg <sup>-1</sup> ]
$Y_s$	měrná energie	[J.kg <sup>-1</sup> ]
$Y_{st}$	měrná statická energie	[J.kg <sup>-1</sup> ]
$Y_t$	teoretická měrná energie	[J.kg <sup>-1</sup> ]
$Y_{tl}$	tlaková měrná energie	[J.kg <sup>-1</sup> ]
$Y_v$	měrná energie kapaliny ve výtlačné nádrži	[J.kg <sup>-1</sup> ]
$Y_z$	měrná ztrátová energie	[J.kg <sup>-1</sup> ]
$Y_0$	měrná energie v sací nádrži	[J.kg <sup>-1</sup> ]
$A$	koefficient režimu proudění	[1]
$c$	rychlost	[m.s <sup>-1</sup> ]
$c_s$	střední rychlost vody v sacím potrubí	[m.s <sup>-1</sup> ]

$c_v$	střední rychlost vody ve výtlačném potrubí	[m.s <sup>-1</sup> ]
$d$	vnitřní průměr potrubí	[m]
$g$	tíhové zrychlení	[m.s <sup>-2</sup> ]
$h$	výška, geodetická výška	[m]
$h_g$	rozdl geodetických výšek hladiny v sací a výtlačné nádrži	[m]
$h_s$	geodetická výška hladiny v sací nádrži vzhledem k nulové hladině	[m]
$h_v$	geodetická výška hladiny ve výtlačné nádrži vzhledem k nulové hladině	[m]
$h_z$	ztrátová výška	[m]
$h_{z0}$	ztrátová výška	[m]
$h_{zs}$	ztrátová výška v sacím potrubí	[m]
$h_{zv}$	ztrátová výška ve výtlačném potrubí	[m]
$k_p$	průtoková konstanta	[1]
$l$	délka potrubí	[m]
$l_e$	ekvivalentní délka	[m]
$n$	otáčky	[min <sup>-1</sup> ]
$p$	tlak	[Pa]
$p_s$	tlak v sacím potrubí	[Pa]
$p_v$	tlak ve výtlačném potrubí	[Pa]
$p'$	tlak v sací nádrži	[Pa]
$p''$	tlak ve výtlačné nádrži	[Pa]
$t$	teplota	[°C]
$\Delta h$	kavitační deprese	[m]
$\Delta h_{kr.}$	kritická kavitační deprese	[m]
$\eta$	účinnost	[1 (%)]
$\eta_c$	celková účinnost	[1 (%)]
$\eta_o$	objemová účinnost	[1 (%)]
$\eta_m$	mechanická účinnost	[1 (%)]
$\eta_h$	hydraulická účinnost	[1 (%)]
$\lambda$	součinitel třecích ztrát	[1]
$\nu$	kinematická viskozita	[mm <sup>2</sup> .s <sup>-1</sup> ]
$\pi$	Ludolfovo číslo	[1]
$\rho$	hustota	[kg.m <sup>-3</sup> ]
$\zeta$	součinitel místních ztrát	[1]

## Úvod

Čerpací zařízení zajišťuje jeden z nejzávažnějších technických úkolů – dopravu kapalin. Význam řízení dopravy kapalin je úměrný vzrůstu civilizace. Největší úkoly čerpací techniky plynou z požadavků průmyslu. Na prvním místě je tepelná a jaderná energetika, kde asi 10 % vyrobené energie připadá na vlastní spotřebu čerpacích zařízení. Na místech dalších je čerpací technika v chemické, a potravinářském průmyslu, regenerace odpadních vod. Jádrem těchto regeneračních zařízení jsou čerpací zařízení kanalizačních čistíren. V zemědělství jsou rozsahem prvořadá čerpací zařízení určená k zavlažování kulturních rostlin. Požadovaný vzrůst produkce zemědělských plodin vyžaduje aby stav uměle zavlažovaných zemědělských ploch rychle vzrůstal.[4]

Poměrně velká hmotnost předurčuje vodu k akumulaci energie ve formě potenciální. Tato akumulace se uplatňuje v případech kdy energie vyráběná v tepelných a jaderných elektrárnách je větší než její okamžitá spotřeba. K hydraulické akumulaci energie slouží přečerpávací elektrárny, které využívají přečerpávání vody k zisku vysoce ceněné špičkové energie.

Vedle zařízení na stlačování plynů (kompresorů) je čerpací technika (čerpadla) největším potřebitelem elektrické energie v každé průmyslově vyspělé společnosti. Dobrá znalost návrhu a hospodárního provozu čerpacího systému může přinést provozovateli značné úspory dnes stále více ceněných zdrojů energie.

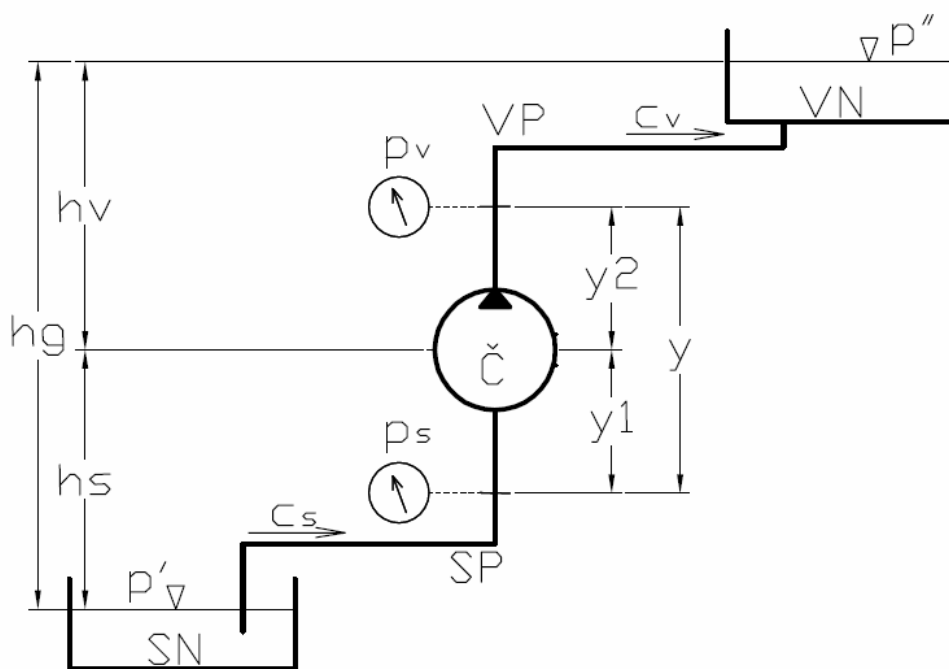
## 1. Charakteristika čerpacího systému

Čerpací systém sestává ze dvou částí – potrubního řádu a čerpadla. Energeticky aktivní složkou je čerpadlo, předávající kapalině potřebnou energii. Pasivní složkou je potrubní řád, v němž se energie přivedená kapalině čerpadlem spotřebovává. Při ustálené dopravě kapaliny jsou obě části čerpacího systému v energetické rovnováze, tj. hlavní parametry  $Q$  a  $Y$  jsou pro jednoduchý potrubní řád i čerpadlo stejné. Schéma čerpacího systému je zobrazeno na obrázku 1.1, které rozděluje potrubní trasu na část přívodní nízkotlakou a část vysokotlakou výtlačný řád. Geodetická výška  $h_g$  zobrazuje rozdíl hladin v sací a výtlačné nádrži, a je tvořena sací geodetickou výškou  $h_s$  a výtlačnou geodetickou výškou  $h_v$ .

Souvislost hlavních parametrů  $Q$  a  $Y$  je ve vzájemné vazbě, která vyjádřena graficky se nazývá charakteristikou. Charakteristika potrubí určuje kolik měrné energie  $Y$  musí být kapalině

přivedeno při daném průtoku  $Q$ . Z hlediska čerpadla jsou provozní stavy zachyceny v charakteristice čerpadla.

V grafickém zobrazení jsou provozní hodnoty  $Q$  a  $Y$  určeny průsečíkem charakteristiky čerpadla a potrubí.



Obr.1.1 Schéma čerpacího systému s vyznačením parametrů

SN sací nádrž, VN výtlačná nádrž, SP sací potrubí, VP výtlačné potrubí, Č čerpadlo,

$h_s$  sací výška,  $h_v$  výtlačná výška,  $h_g$  geodetická výška,

$p_s$  měrní tlaku na sací přírubě,  $p_v$  měření tlaku na výtlačné přírubě,  $y$  vzdálenost os tlakoměrů  $y_1$  a  $y_2$  vzdálenost tlakoměru od osy čerpadla,

$p'$  a  $p''$  tlaky nad spodní a horní hladinou kapaliny,  $C_s$  rychlost proudění v sacím potrubí,  $C_v$  rychlost proudění ve výtlačném potrubí

### 1.1 Určení měrné energie $Y_s$ potřebné pro dopravu kapaliny daným systémem

V každém kilogramu kapaliny nacházejícím se v klidu je obsažena potenciální energie sestávající ze složky tlakové  $\frac{p}{\rho}$  a polohové  $g \cdot h$ . Uvede-li se kapalina do samovolného

pohybu, musí potenciální energie předat každému kilogramu kapaliny energii rychlostní  $\frac{c^2}{2}$  a energii nutnou k překonání hydrodynamického odporu proti průtoku (energii ztrátovou)  $Y_z$ .

Není-li proudící kapalině na sledovaném úseku tj. (mezi dvěma průtokovými průřezy) přiváděna energie zevně, musí být podle Bernoulliho rovnice algebraický součet změn všech uvedených energií nulový :

$$\frac{\Delta p}{\rho} + g \cdot \Delta h + \frac{\Delta c^2}{2} + Y_z = 0 \quad (1.1)$$

Skutečnou měrnou energii  $Y_s$ , kterou čerpadlo dodá kapalině, určíme z energetické bilance systému (hladiny v SN a VN).

$$Y_{SN} + Y_s = Y_{VN}$$

$$\frac{p'}{\rho} + Y_s = \frac{p''}{\rho} + g(h_s + h_v) + g(h_{zs} + h_{zv}) \Rightarrow Y_s = \frac{p'' - p'}{\rho} + g(h_s + h_v) + g(h_{zs} + h_{zv}) \quad (1.2)$$

Měrná energie ztrátová je dána třením kapaliny v potrubí a ztrátami vznikající místní změnou průtokového průřezu. Výsledná hydraulická ztráta je součtem obou dílčích ztrát.

$$\text{Pro sací řád : } Y_{zs} = \sum \left( \lambda_s \cdot \frac{l_s}{d_s} \right) \cdot \frac{c_s^2}{2} + \sum \zeta_s \cdot \frac{c_s^2}{2} \quad (1.3)$$

$$\text{Pro výtlačný řád : } Y_{zv} = \sum \left( \lambda_v \cdot \frac{l_v}{d_v} \right) \cdot \frac{c_v^2}{2} + \sum \zeta_v \cdot \frac{c_v^2}{2} \quad (1.4)$$

$d_s, d_v, l_s, l_v$  – průměry popř. délky příslušných úseků sacího nebo výtlačného potrubí

$\lambda_s, \lambda_v$  – součinitel délkových třecích ztrát příslušných úseků sacího nebo výtlačného potrubí

$\zeta_s, \zeta_v$  – součinitel místních ztrát v sacím nebo výtlačném potrubí

Součinitel třecích ztrát  $\lambda$  je závislý na druhu proudění kapaliny :

Z hydraulických vlastností vyniká plastové potrubí velmi nízkou drsností stěn, kde střední geometrická drsnost je řádově tisíce milimetru, takže potrubí plastové bývá někdy považováno za hydraulicky hladké. Podle [3] bylo však experimentálně prokázáno, že trubky z PE při nižších Reynoldsových číslech mají větší hydraulické ztráty než jsou ztráty určené z Blasiova vztahu, a to až do  $Re \approx 200\,000$ .

Rovnice pro výpočet součinitele tření jsou stanoveny na základě experimentálního měření.

Pro hladké potrubí ( $k = 0$ ) odvodil **Blasius** vztah

$$\lambda = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{Re}} \quad (1.5)$$

Součinitel tření v **Altšulově** vzorci při uvažované drsnosti porubí:

$$\lambda = 0,1 \cdot \left( \frac{100}{\text{Re}} + \frac{k}{d} \right)^{0,25} \quad (1.6)$$

rovnice odvozená **Churchillem** Platí pro laminární, přechodové i turbulentní proudění: (1.7)

$$\lambda = 8 \cdot \left[ \left( \frac{8}{\text{Re}} \right)^{12} + \frac{1}{(A_1 + B_1)^{3/2}} \right]^{1/12} \quad kde \quad A_1 = \left\{ 2,2088 + 2,457 \cdot \ln \left[ \frac{\varepsilon}{a} + \frac{42,683}{\text{Re}^{0,9}} \right] \right\}^{16}, B_1 = \left( \frac{37,53}{\text{Re}} \right)^{16}$$

$\varepsilon$  = absolutní drsnost,  $a$  = poloměr potrubí

$$\text{Reynoldsovo kritérium hydrodynamické podobnosti : } \text{Re} = \frac{v \cdot d}{\nu} \quad \text{Re}_{krit} = 2320$$

Hodnota kinematické viskozity  $\nu$  je závislá na druhu kapaliny a její teplotě, při větších tlacích také na tlaku.

Absolutní drsnost materiálu plastového potrubí volím podle [4]:  $k = 0,0015 \text{ mm}$

## 1.2 Charakteristika potrubí

Charakteristika potrubí udává souvislost hlavních parametrů objemového průtoku  $Q_v$  a měrné energie potrubí  $Y_p$ . Měrná energie potrubí má při daném průtoku dvě složky, jsou to měrná statická energie  $Y_{st}$  a měrná ztrátová energie  $Y_z$ :

$$Y_p = Y_{st} + Y_z \quad (1.8)$$

Měrná statická energie nezávisí na průtoku, je dána rozdílem geodetických výšek hladin v sací  $h_s$  a výtlačné  $h_v$  nádrži a rozdílem tlaků (při otevřené nádrži barometrickým) nad těmito hladinami:

$$Y_{st} = \frac{p_v - p_0}{\rho} + g \cdot (h_s + h_v) \neq f(Q_v) \quad (1.9)$$

Měrná ztrátová energie  $Y_z$  závisí na průtoku, je dána ztrátami v potrubí. Pro určení ztrát v potrubí je třeba znát režim proudění, který může být laminární nebo turbulentní.



Jestliže do vztahu pro měrnou energii potrubí (3.3), zavedeme do složky měrné ztrátové energie  $Y_z$  místo střední rychlosti kapaliny  $c$  průtok  $Q_v$  z rovnice (2.6), dostáváme funkční souvislost hlavních parametrů  $Q_v - Y$  z hlediska potrubního řadu nazývanou charakteristika potrubí:

$$Y = Y_{st} + k_p \cdot Q_v^a \quad (1.10)$$

kde  $k_p$  je průtoková konstanta zahrnující rozměrové charakteristiky  $l$ ,  $d$  a ztrátové součinitele  $\lambda$ ,  $\zeta$ . Exponent  $a$  je koeficient zohledňující režim proudění a jeho velikost je dána charakterem proudění kapaliny:

$a = 1,0$  – pro laminární proudění

$a = 7/4$  – pro hydraulicky hladká potrubí v oblasti turbulentního proudění

$a = 7/4$  až  $2,0$  – pro přechodovou oblast turbulentního proudění

$a = 2,0$  – pro vyvinuté turbulentní proudění

Exponent  $a$  ovlivňuje strmost charakteristiky potrubí. Většina případů čerpací techniky méně vazkých kapalin (např. voda) je v oblasti turbulentního proudění. Pak je charakteristika potrubí kvadratická parabola:

$$Y_p = Y_{st} + k_p \cdot Q_v^2 \quad (1.11)$$

Za předpokladu ztráty třením obdržíme výraz (3.7), ze kterého je možné definovat konstantu  $k_p$ :

$$Y_z = \frac{\lambda \cdot l}{d} \cdot \frac{c^2}{2} = \frac{\lambda \cdot 8 \cdot l \cdot Q_v^2}{\pi^2 \cdot d^5} \quad (1.12)$$

Celková ztráta energie je dána součtem jednotlivých místních ztrát a ztrát třecích :

$$Y_z = \frac{\lambda \cdot l}{d} \cdot \frac{c^2}{2} + \sum \zeta \frac{c^2}{2} \quad (1.13)$$

Pokud vezmeme v úvahu i ztráty místní přepočtené na ekvivalentní délku, můžeme rovnici (3.7) upravit na tvar:

$$Y_z = \frac{\lambda \cdot 8 \cdot (l + l_e) \cdot Q_v^2}{\pi^2 \cdot d^5} \quad (1.14)$$

### 1.3 Výběr čerpadla

Čerpadla jsou stroje pro dopravu a zvyšování tlakové energie kapaliny, mění energii mechanickou na energii hydraulickou.

Podle fyzikálního principu práce se čerpadla rozdělují na dvě základní skupiny :

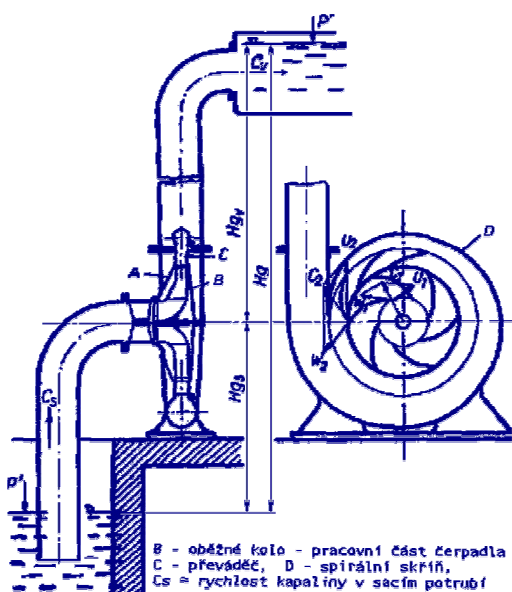
**Hydrostatická** (objemová) přímo transformují mechanickou energii na energii hydraulickou.

Uplatňují se zejména v oblasti velkých tlaků, tlak je vyvozován přímým silovým působením funkční části čerpadla na kapalinu.

Vhodná především pro kapaliny o vyšší viskozitě

**Hydrodynamická** čerpadla u kterých přeměna mechanické energie na hydraulickou probíhá nepřímo přes změnu kinetické energie kapaliny. Používají se dvojího typu lopatková a proudová.

U lopatkového čerpadla se z vnějšku dodává mechanická energie voda získává energii v oběžném kole čerpadla. Za oběžným kolem je difuzor, v němž se přeměňuje kinetická energie čerpané kapaliny na energii tlakovou.



Obr. 1.2 Hydrodynamické čerpadlo

Hydrodynamická čerpadla dominují v oblasti velkých výkonů např. v energetice a vodním hospodářství

Vstup kapaliny do čerpadla je axiální výstup může být radiální, diagonální a nebo axiální.

Pro čerpání do větších výšek při menších průtocích je vhodné radiální čerpadlo, které umožňuje dosažení větších tlaků.

### 1.4 Účinnost hydrodynamických čerpadel

U HD čerpadel jsou největší ztráty hydraulické jako důsledek vysokých rychlostí kapalin v čerpadlech. Přeměna energie mechanické na hydraulickou probíhá nepřímo přes změnu

kinetické energie kapaliny. Průběh účinnosti HD čerpadel rychle klesá na obě strany od jmenovitého výkonu.

Zatímco účinnost hydrostatických čerpadel je v širší oblasti výkonů poměrně plochá. Přeměna energie mechanické na hydraulickou probíhá přímo.

Hydraulický výkon odevzdaný čerpadlem kapalině :

$$P_H = \rho \cdot Q_v \cdot Y_s [\text{W}] \quad (1.15)$$

$$\text{Příkon :} \quad P = \frac{P_H}{\eta_c} \quad [\text{W}] \quad (1.16)$$

$$\text{Celková účinnost :} \quad \eta_c = \eta_o \cdot \eta_m \cdot \eta_h \quad (1.17)$$

## **1.5 Určení charakteristiky čerpadla měřením v charakteristických průřezech čerpadla**

Přímé měření měrné energie  $Y_s$  je v praxi obtížné, můžeme ji však určit pomocí tlaků ve vstupním a výstupním průřezu ( $p_s$ ,  $p_v$ ). K tomuto účelu využijeme Bernoulliho rovnici pro sací a výtlačné potrubí (obr. 1.1) :

$$\frac{p_{sa}}{\rho} = \frac{p_s}{\rho} + \frac{v_s^2}{2} + g(h_s - y_1) + gh_{zs}, \quad \frac{p_v}{\rho} + \frac{v_v^2}{2} = \frac{p_{va}}{\rho} + g(h_v - y_2) + gh_{zv} \quad (1.18)$$

výsledná rovnice je tedy:

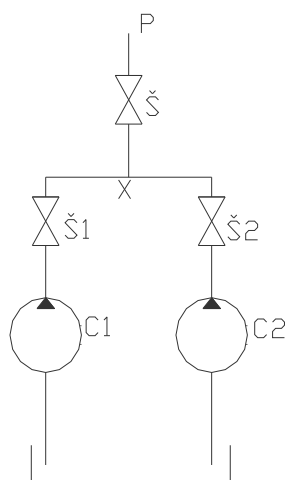
$$Y_s = \frac{p_v - p_s}{\rho} + \frac{c_v^2 - c_s^2}{2} + g \cdot y \quad (1.19)$$

## **2. Řazení čerpadel**

### **2.1. Paralelní provoz čerpadel**

Základní podmínkou je, aby měrná energie nejmenšího do čerpacího systému řazeného čerpadla byla při nulovém průtoku větší než  $Y_{st}$  potrubního řadu. Pro určitou měrnou energii  $Y$  je výsledný průtok paralelně řazených čerpadel  $Q_v$  dán součtem dílčích průtoků jednotlivých čerpadel:

$$Q_v = \sum_{i=1}^n Q_{np} \quad (2.1)$$



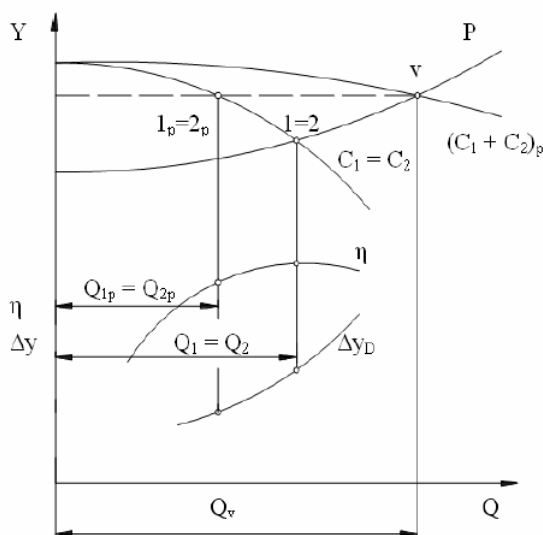
Obr. 2.1 Schéma paralelní spolupráce čerpadel

$C_1, C_2$  - čerpadla,  $\check{S}, \check{S}1, \check{S}2$  - armatury,  $X$  - zaústění výtlaků,  $P$  - společný výtlak

Nejjednodušší případ představuje Obr. 2.1, uvádějící schéma paralelní spolupráce dvou stejných čerpadel  $C_1$  a  $C_2$  s vlastním sacím potrubím a zaústěním výtlaků v místě  $X$  do společného výtláčného potrubí  $P$ . Hydraulické odpory potrubí až po zaústění  $X$  (tzv. individuální odpor) se v dalším výpočtu zanedbávají.

Graficky je případ dle obr. 2.1 uveden na obr. 2.2. Charakteristiky čerpadel jsou stejné  $C_1 = C_2$ . Výsledná charakteristika se získá sečtením dílčích průtoků pro zvolenou hodnotu  $Y$ . Průsečíky s charakteristikou potrubí  $P$  určují možnosti spolupráce čerpadel. Průsečík  $1 = 2$  o průtoku  $Q_1 = Q_2$  je provozním bodem samostatně pracujícího čerpadla  $C_1$  při zavřeném popř. vypnutém  $C_2$  nebo  $C_2$  při zavřeném, popř. vypnutém  $C_1$ . Průsečík  $v$ , udávající průtok  $Q_v$ , je provozním bodem při práci obou čerpadel. Pro charakteristiku potrubí s měrnou ztrátovou energií  $Y_z$  platí, že celkový průtok  $Q_v$  není součtem dílčích průtoků jednotlivých čerpadel  $Q_1 + Q_2$ , ale je vždy nižší. Vedením kolmice na osu měrné energie  $Y$  dostaneme průsečík s charakteristikou jednoho čerpadla. Ten nám udává skutečné provozní body čerpadel  $l_p = 2_p$  a průtok  $Q_v$  je součtem dílčích průtoků obou čerpadel:

$$Q_v = Q_{1p} + Q_{2p} \quad (2.2)$$



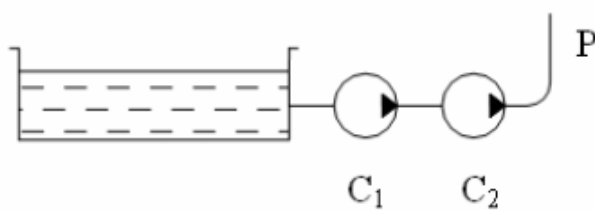
Obr. 2.2 Charakteristiky paralelní spolupráce dvou stejných čerpadel

dle vztahu (2.1), přičemž  $Q_{1p} < Q_1$  a  $Q_{2p} < Q_2$ . (při stejných čerpadlech je  $Q_{1p} < Q_{2p}$ ). Křivka  $\eta = f(Q)$  je směrodatná pro účinnost čerpadel v uvedených provozních bodech. Křivka dovolené kavitační deprese  $\Delta y_D = f(Q)$  udává kavitační podmínky jednotlivých čerpadel. Z obr. 2.2 je zřejmé, že paralelním řazením se snižuje kavitační deprese  $\Delta y_D$ , tedy i nebezpečí vzniku kavitace vzhledem k individuálnímu provozu čerpadla.

## 2.2 Sériový provoz čerpadel

Pro určitý průtok  $Q$  je výsledná měrná energie sériově řazených čerpadel  $Y_v$  dána součtem měrných energií jednotlivých čerpadel  $Y_n$ :

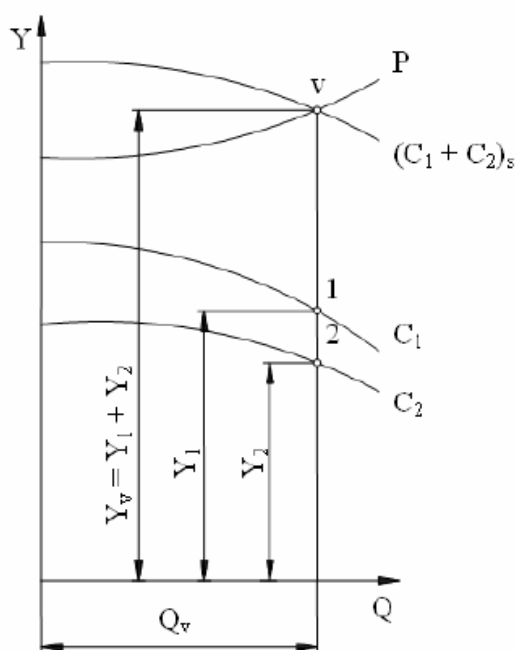
$$Y_v = \sum_1^n Y_n \quad (2.3)$$



$C_1, C_2$  - čerpadla  
 $P$  - společný výtlak

Obr.2.3 Schéma sériové spolupráce čerpadel

Nejjednodušší případ nastane, když dvě sériově řazená čerpadla jsou na stejné geodetické výšce odpor jejich spojovacího potrubí je zanedbatelný viz obr. 2.3.



Obr.2.4 Charakteristiky sériové spolupráce dvou čerpadel

Sečtením měrných energií  $Y_1$  a  $Y_2$  dostane výsledná charakteristika sériově řazených čerpadel  $(c_1 + c_2)_s$ , jejíž průsečík s charakteristikou potrubí  $P$  dává výsledný provozní bod  $v$ . Body 1 a 2 jsou přitom provozní body jednotlivých čerpadel, sloužící k případnému určení přidružených parametrů čerpadla (např.  $\eta, P, \Delta y$ ).

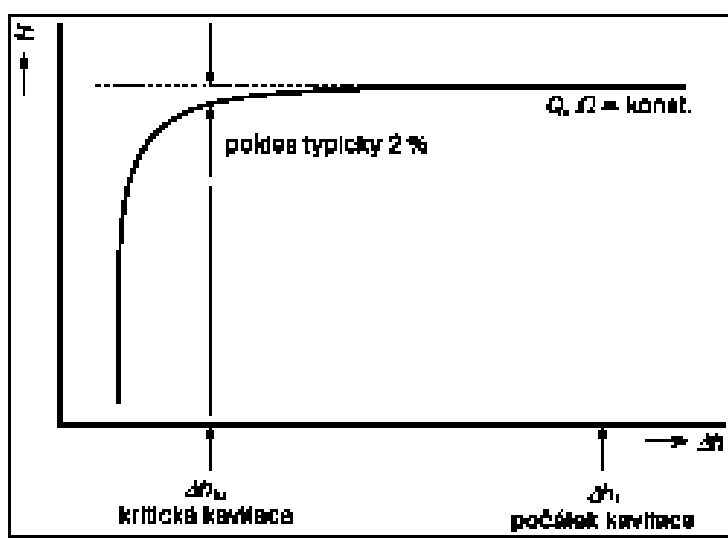
Důvody sériového řazení čerpadel jsou :

- zvýšit průtok oproti hodnotě jednoho čerpadla, děje se obvykle pouze na přechodnou dobu, a to při strmé charakteristice potrubí, kdy je nevhodné pro tento účel použít paralelního řazení čerpadel.
- rozdělit měrnou energii, protože první čerpadlo není schopné vyvinout požadovanou měrnou energii. Je účelné nízkotlakou část (první čerpadlo) provozovat při nižších otáčkách a vysokotlakou část při vyšších otáčkách.
- vyloučit nebezpečí kavitace nebo zmenšit potřebnou nátokovou výšku kombinací čerpadla velkou sací schopností jako tzv. podávací stupeň s čerpadlem vysokotlakým.

Z kavitačních důvodů je regulace druhým nebo za druhým čerpadlem, neboť pracovní podmínky předchozího čerpadla jsou rozhodující pro nebezpečí kavitace v čerpadle následujícím. Na rozdíl od paralelního řazení se při sériovém řazení čerpadel zvyšuje stabilita provozních stavů čerpacího zařízení [1]

### 3. Diagnostika kavitace v hydrodynamických čerpadlech

Kavitace je jev vyznačující se vznikem, vývojem a zánikem kavitačních dutin v kapalině. Dochází k němu v okamžiku, kdy tlak v některém místě kapaliny poklesne pod určitou úroveň, danou zejména tlakem nasycených par čerpané kapaliny, obsahem plynů a pevných částic v kapalině. V takovém místě vznikají dutiny naplněné párou čerpané kapaliny (u odstředivých



Obr. 3.1 Typická závislost  $H=f(\Delta h)$

čerpadel je to většinou na některých místech náběžných hran lopatek oběžného kola). Ty jsou unášeny proudem kapaliny a dostávají se do oblastí s větším tlakem. Tam zanikají tzv. implozi (kavitačním kolapsem). Při implozi jsou vyvinuty tlakové vlny velkých amplitud a rychlostí, které jsou schopny narušit vnitřní povrch čerpadla. Tento jev je označován jako kavitační eroze a je hlavním nepříznivým projevem

kavitace. Mezi další následky kavitace patří pokles účinnosti práce čerpadla a jeho větší celkové opotřebení v důsledku nárůstu vibrací a v některých případech i nepříznivý vliv na kvalitu čerpaného produktu. Typickou příčinou vzniku kavitace v čerpadle je nedostatečný statický tlak ve vstupním profilu čerpadla.

### **3.1 Vliv kavitace na činnost čerpadla**

Obvykle se její působení zjišťuje tzv. kavitační zkouškou. Ta se provádí na hydraulickém okruhu umožňujícím simulovat různé provozní stavy čerpadla (dopravní výšku  $H$  a průtok  $Q$ , obvykle prostřednictvím škrcení výtlačku čerpadla) i regulovat čistou sací výšku čerpadla  $\Delta h$  (např. změnou statického tlaku v sání čerpadla).[6]

Čistá sací výška čerpadla  $\Delta h$  je definována jako  $\Delta h = (p_1 - p_w)/\rho g$ , kde  $p_1$  je absolutní tlak v sacím hrdle čerpadla,  $p_w$  je tlak nasycených par čerpané kapaliny,  $\rho$  hustota čerpané kapaliny a  $g$  tíhové zrychlení. Veličina  $\Delta h$  představuje vlastně rezervu tlaku v sacím potrubí čerpadla oproti tlaku nasycených par čerpané kapaliny, a označuje se proto také termínem kavitační rezerva. Cílem kavitační zkoušky je určit charakteristiku  $H = f(\Delta h, Q, \Omega)$ , kde  $\Omega$  je úhlová rychlost otáčení hřídele čerpadla. Tato charakteristika se většinou aproximuje soustavou křivek  $H = f(\Delta h)$  pro několik kombinací hodnot  $Q$  a  $\Omega$ . Příklad křivky  $H = f(\Delta h)$  je uveden na obr. 3.1. Při jejím měření se postupuje od největší hodnoty  $\Delta h$ , která je postupně zmenšována, a zjišťuje se  $H$ . Při zmenšování  $\Delta h$  začne v čerpadle vznikat kavitace. Při určitém rozsahu kavitace začne klesat velikost  $H$ . V okamžiku, kdy  $H$  poklesne z počáteční hodnoty o 1 až 3 % (různé normy uvažují různé velikosti tohoto poklesu), označí se odpovídající hodnota  $\Delta h$  za tzv. kritickou čistou sací výšku  $\Delta h_{kr}$ . Při dalším zmenšování  $\Delta h$  klesá  $H$  velmi rychle a dochází k tzv. stržení křivky. Výrobci čerpadel na základě výsledků kavitačních zkoušek obvykle uvádějí závislost  $\Delta h_{kr}(Q)$  pro několik běžných hodnot  $\Omega$ .

## 4. Popis řešeného problému

### 4.1 Zadání úlohy

Posouzení pracovních parametrů čerpadel Flygt, osazených v čerpací stanici splaškových vod Vědecko - technologického parku v Ostravě :

- současný stav (provizorium)
- projektovaný (koncový) stav
- pracovní parametry při paralelní spolupráci 2 čerpadel

### 4.2 Úvod do problému

V čerpací stanici, která čerpá splaškové vody z areálu Vědecko - technologického parku v Ostravě – Porubě, jsou osazena 2 čerpadla FLYGT CP3127.180-259 SH, 1 + 100 % rezerva.

Výtlač splaškových vod je v současné době provizorně napojen na areálovou kanalizaci Vysoké školy báňské. Toto provizorium nebylo zohledněno při osazování čerpadel, která byla navržena na koncový stav a jiné pracovní parametry. Provizorní stav se od konečného liší geodetickou výškou, délkou trasy výtlačného potrubí a počtem místních odporů. Čerpadla pracují v jiném pracovním režimu, než pro který byla navržena. Stávající situace je neudržitelná – dochází k poruchám čerpadel, dvojnásobné čerpání (na trase areálové kanalizace Vysoké školy báňské je rovněž čerpání) zvyšuje finanční náročnost likvidace splašků. Proto se v dohledné době bude realizovat projektovaný výtlač splaškových vod v původním plánovaném rozsahu.

Budoucí provozovatel čerpací stanice mimo jiné požaduje :

- posoudit funkci již osazených čerpadel v novém režimu
- ověřit fungování čerpadel v případě paralelního zapojení

čerpané kubatury splašků :

- průměrná denní kubatura splaškových vod  $117 \text{ m}^3 \text{ d}^{-1}$
- roční kubatura splaškových vod  $30\,000 \text{ m}^3$
- maximální přítok splašků do \_S  $11 \text{ l.s}^{-1}$
- kubatura akumulace systému  $60 \text{ m}^3$



Na přítoku do čerpací stanice jsou v česlicové komoře osazeny hrubé a jemné česle.

### **Úkolem je zpracovat:**

**Technický popis čerpadla FLYGHT CP 3127.180-259 SH**

**Parametry čerpadla, vyhledejte charakteristiky v technické dokumentaci výrobce**

**Posouzení stávajícího čerpacího systému**

**-charakteristika potrubí**

**-pracovní bod systému a jemu odpovídající parametry čerpadla**

**Posouzení nového čerpacího systému – po dobudování výtlaku**

**-charakteristika potrubí**

**-pracovní bod systému a jemu odpovídající parametry čerpadla**

**Posouzení pracovních parametrů při současném čerpání obou čerpadel v paralelním řazení**

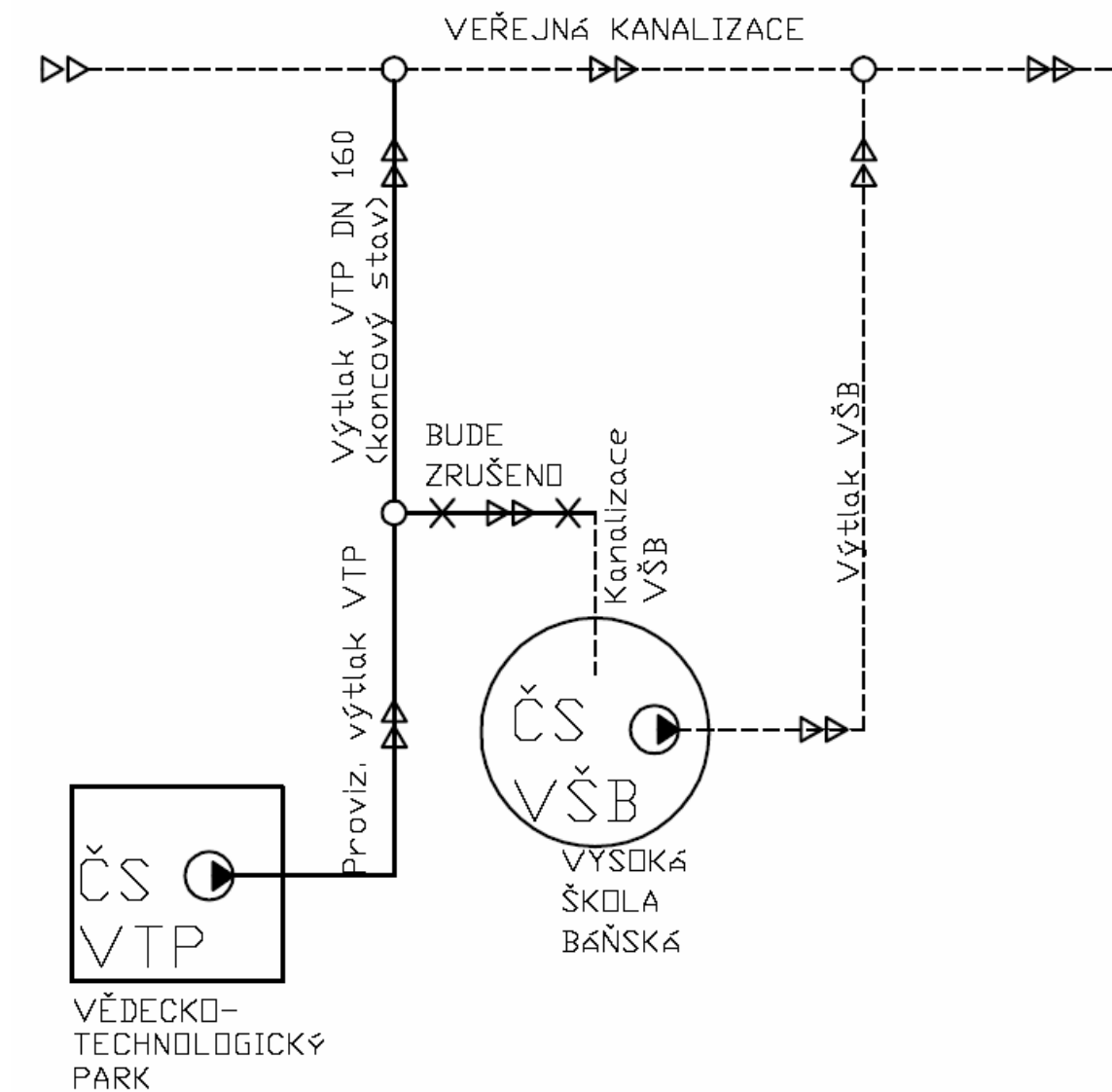
**-charakteristika potrubí**

**-výsledná charakteristika při paralelním řazení dvou čerpadel**

**-pracovní bod systému a jemu odpovídající parametry čerpadel**

**Zhodnocení nového stavu, posouzení provozních nákladů pro variantu 1 čerpadla a 2 čerpadel v paralelním řazení.**

**Situace – schéma čerpání :**

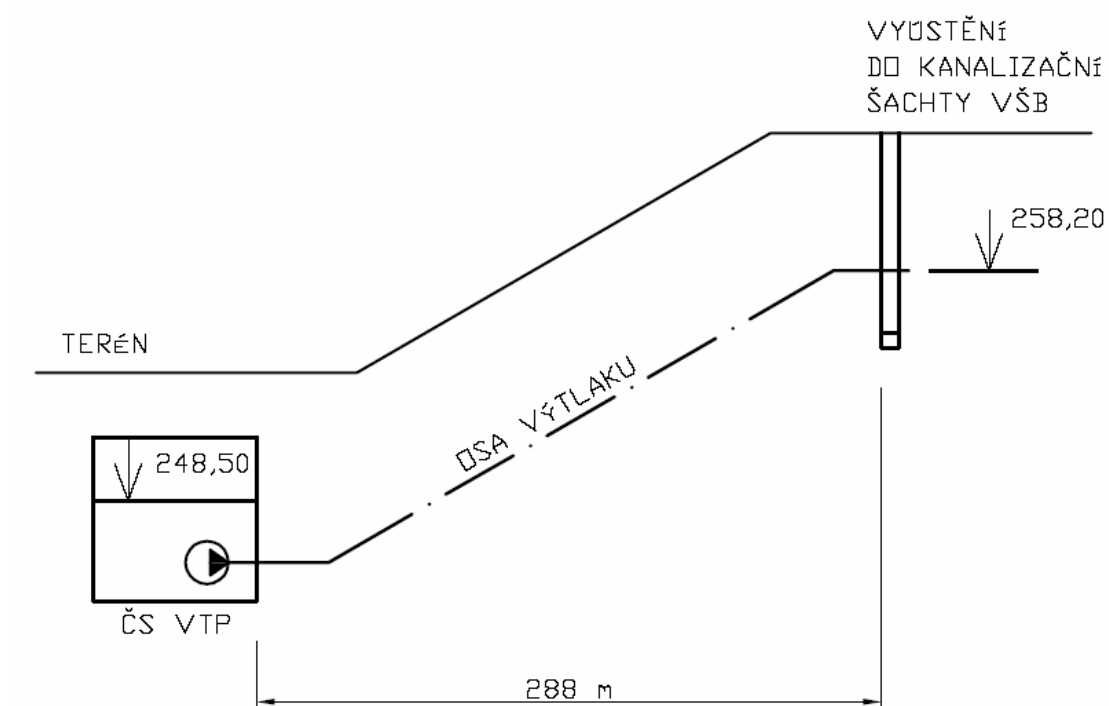


Obr. 3.1

**Provizorní výtlak splaškových vod**

Je z trub PVC DN 160 v celkové délce 288m. Na trase jsou osazeny armatury :

redukce DN 150/80	1 ks
šoupátko DN 150	1 ks
zpětná klapka DN 150	1 ks
montážní vložka DN 150	1 ks
koleno DN 150/90o	6 ks
koleno DN 150/45o	6 ks



Obr. 3.2 Schéma provizorního řešení výtlaku

**Nový výtlak splaškových vod (koncový stav)**

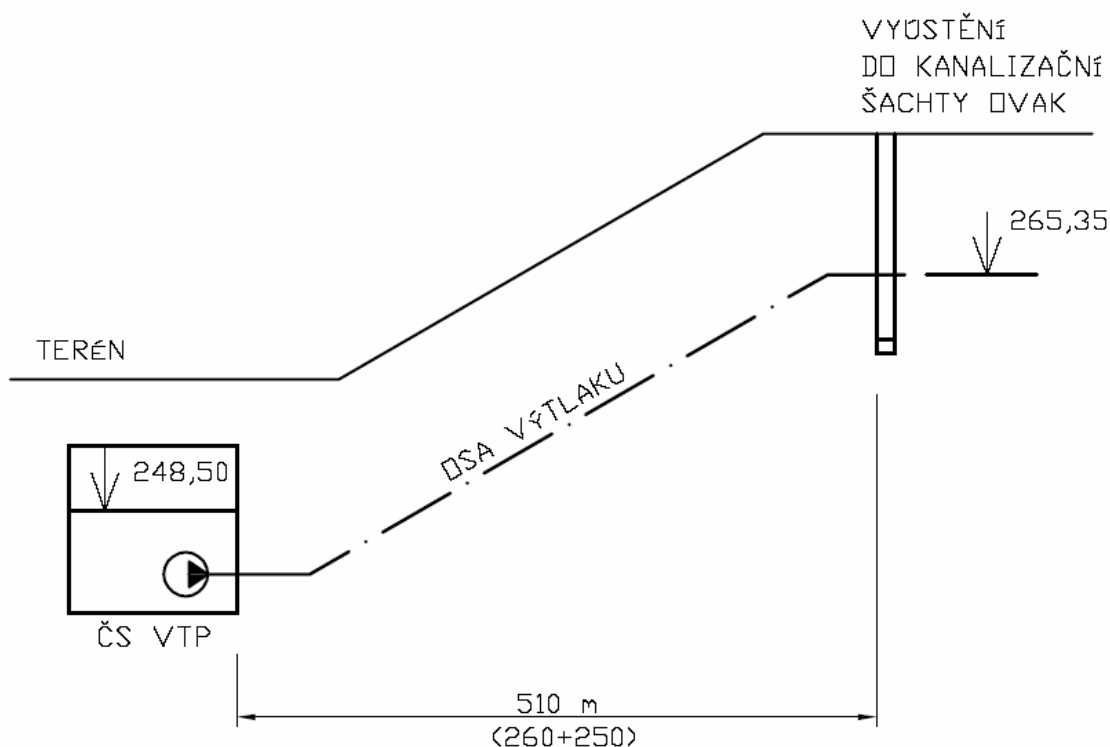
Navazuje na stávající výtlak splaškových vod (část původního výtlaku bude zrušena, jedná se o propojení s kanalizací VŠB).

Nový výtlak splaškových vod :

využití stávajícího výtlaku	trouby PVC DN 160	délka 260 m
nová část výtlaku	trouby PE DN 160	délka 250 m

Na celé délce (původní + nová část výtlaku) jsou osazeny armatury :

redukce DN 150/80	1 ks
šoupátko DN 150	1 ks
zpětná klapka DN 150	1 ks
montážní vložka DN 150	1 ks
koleno DN 150/90o	8 ks
koleno DN 150/45o	7 ks
koleno DN 150/15o	1 ks

**Výškové schéma nového výtlaku (koncový stav)**

Obr. 3.3 schéma koncového řešení výtlaku

Realizací konečného řešení výtlaku dojde ke změně výtláčné výšky  $h_v$  z původních 9,7 m na 16,85 m a také se prodlouží potrubí na konečných 510 m .

## 5. Popis použitých čerpadel

Čerpací stanice je osazena dvěma čerpadly typ FLYGT CP 3127.180-259 SH

Jedná se o ponorná kalová odstředivá čerpadla s mělnicím oběžným kolem pro přečerpávání komunálních odpadních vod do kanalizačních systémů.[8]

Čerpadlo je konstruováno pro čerpání média bez mechanických abrazivních částic (písek).

**Oblast nasazení :** ve městech a obcích

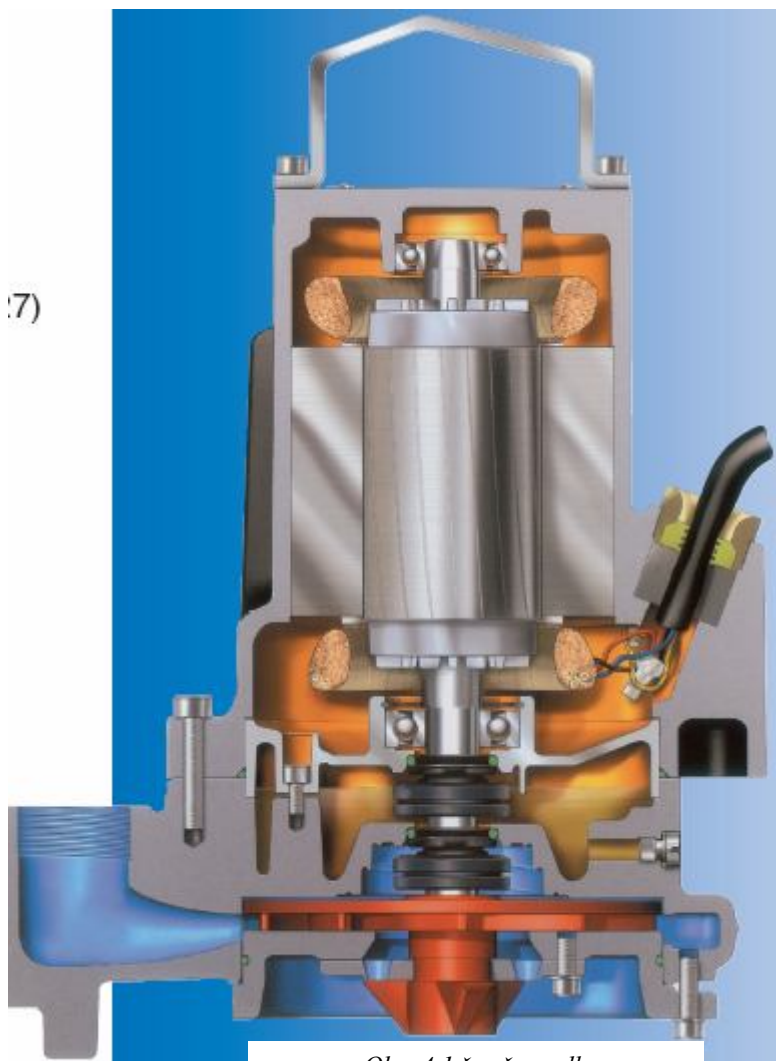
v průmyslu

v zemědělství

**Použití :** čerpání odpadních vod (oddílná kanalizace)

odvodnění

tlakové kanalizace

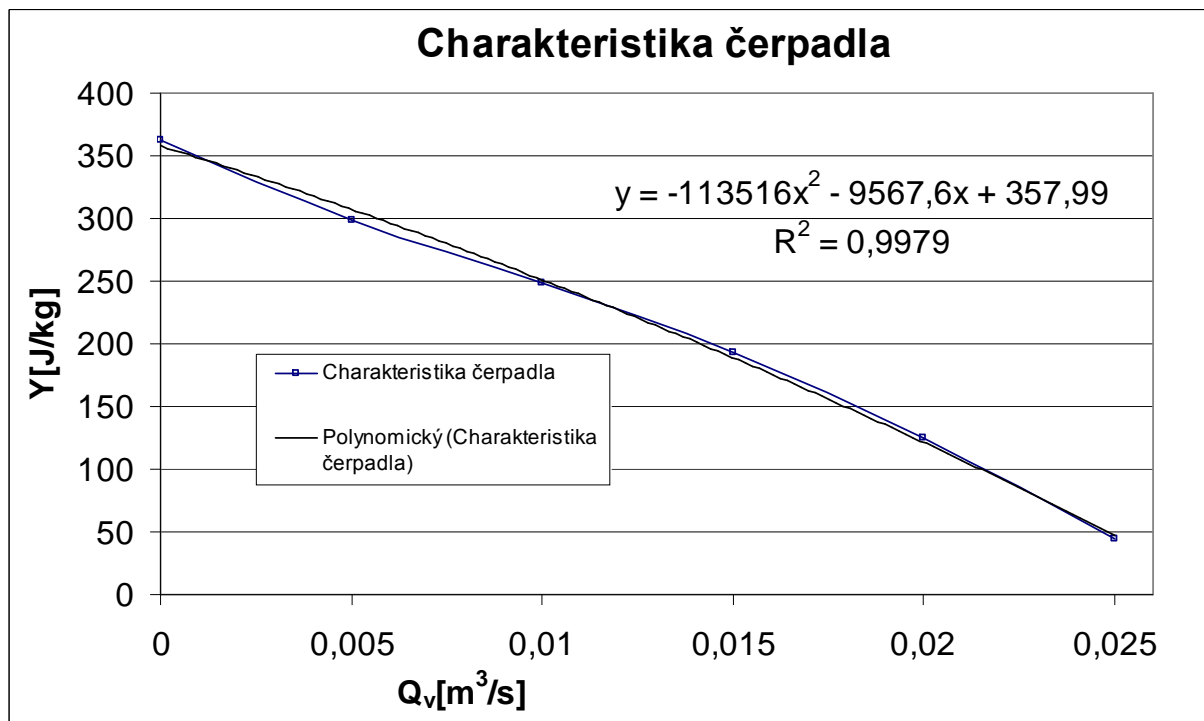


Obr. 4.1 řez čerpadlem

Čerpadlo představuje klasickou koncepci ponorných čerpadel. Prostor hermetizovaného elektromotoru je naplněn vzduchem a od pracovního prostoru čerpadla je oddělen olejovou skříní se dvěma dvojími mechanickými ucpávkami. Čerpadlo může být osazeno jednorázovým nebo vícekanálovým oběžným kolem ale i kolem řezacím (drticím), nebo kolem vírovým. Materiálové provedení oběžného kola a spirály odpovídá druhu čerpané kapaliny. Ponorné čerpadlo vyniká kompaktností, malými zástavbovými nároky, jeho hermetičnost včetně elektropohonu, vyžaduje dvojí mechanickou ucpávku. V těžkých provozních podmínkách (např. v čistírnách odpadních vod ) je

nevýhodou tohoto typu čerpadel obtížná diagnostika stavu ucpávek a vizuální indikace poruch a jejich příčin. Rovněž čištění povrchu stroje od vláknitých příměsí, stejně jako oprava a revize, vyžadují zdvihací přípravky a odborný autorizovaný servis.

V praxi je měrná energie stanovena v katalogu výrobce čerpadla, který ji zjišťuje nejčastěji experimentálně měření v charakteristických průřezech čerpadla. Příslušnou charakteristiku proto odečtu z přiložené dokumentace pro typ čerpadla FLYGT CP 3127.180 – 259 SH viz. graf 4.1.



Graf 4.1 charakteristika čerpadla

Při výběru je třeba nalézt jeden nebo více typů čerpadel, u kterých se požadovaný průtok a jemu odpovídající dopravní výška pohybuje v pracovním rozsahu, který je daný jeho charakteristikou. Optimální použití čerpadla je v případě, kdy se jeho pracovní bod daný souřadnicemi hodnot průtoku a dopravní výšky nachází nejbližší ke středu této charakteristiky. Pokud bude v okolí max. hodnot tlaku nebo průtoku, bude se čerpadlo nadměrně opotřebovávat a výrazně se zkrátí jeho životnost. [6]

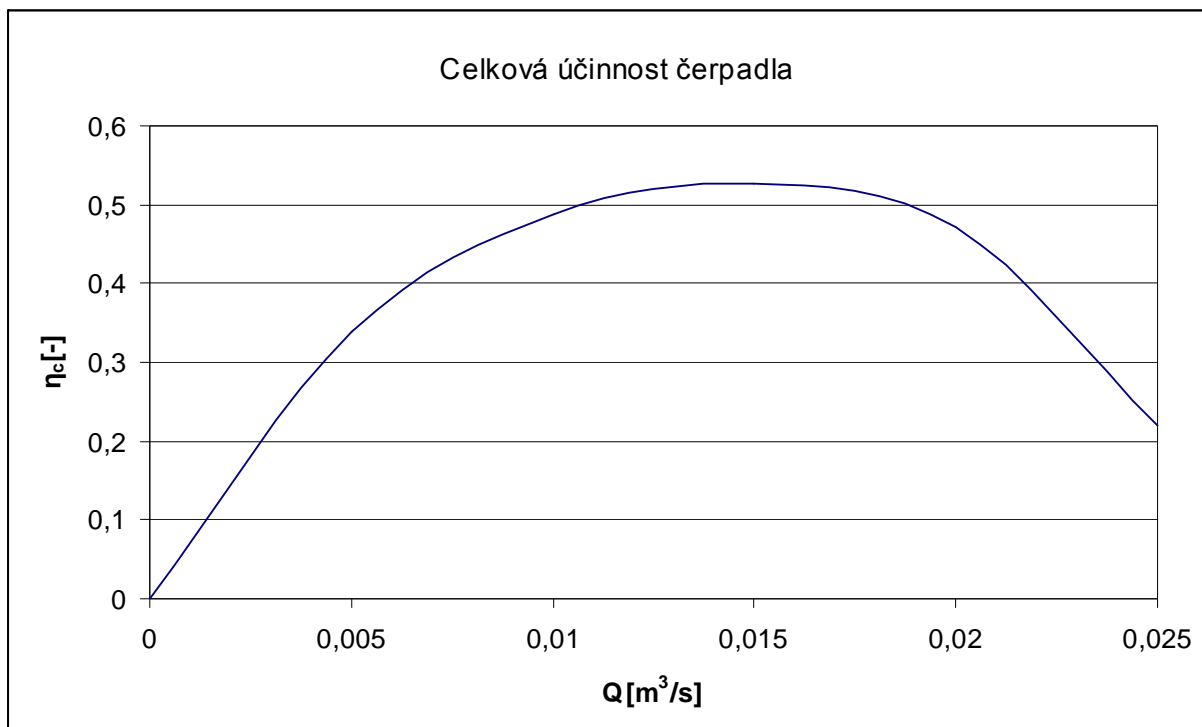
Je doporučováno při výběru také zohlednit, jak často a jak dlouho bude čerpadlo používáno. Pro občasné použití se doporučují plastová čerpadla, pro stálé použití se doporučují nerezová čerpadla. Se stoupající cenou stoupá i úroveň materiálového provedení. [6] Většina čerpadel je dodávána v provedení 230 V a 400 V. Pokud mám k dispozici přípojku 400 V, je toto provedení většinou levnější.

## 5.1 Určení charakteristiky účinnosti čerpadla FLYGT

Výrobce čerpadla ve své dokumentaci charakteristiku účinnosti nedodal, je však možno její průběh určit podle známého vztahu mezi příkonem a účinností  $P = \frac{P_h}{\eta}$   $P_h = \rho \cdot Q_v \cdot Y$

$Q_v$ [m <sup>3</sup> /s]	$Y_p$ [J/kg]	$P_H$ [W]	$P$ [W]	$\eta$ [-]
0	362,97	0	3355	0
0,005	299,205	1496,025	4400	0,340006
0,01	249,174	2491,74	5100	0,488576
0,015	193,257	2898,855	5500	0,527065
0,02	125,568	2511,36	5335	0,470733
0,025	44,145	1103,625	5000	0,220725

Průběh účinnosti v grafickém vyjádření :



Graf. 4.2 účinnost čerpadla Flygt

## 6. Posouzení provozu čerpadla v provizorním systému

### 6.1 Určení měrné energie potrubí $Y_p$

Zadané údaje :

PVC trubka DN 160 v celkové délce 288 m

Sací výška :  $h_s = 0$

Výtlačná výška :  $h_v = 9,7$  m

Kinematická viskozita vody podle [1] při 10°C  $\nu = 1,2 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$

Absolutní drsnost materiálu potrubí podle [4]:  $k = 0,0015$  mm

Energetická bilance mezi počátkem a koncem potrubního řádu :

$$Y = \frac{p'' - p'}{\rho} + g \cdot (h_s + h_v) + g \cdot (h_{zs} + h_{zv}) \Rightarrow Y = g \cdot h_v + g \cdot h_{zv}$$

$$p'' = p' \quad h_s = 0 \quad h_{zs} = 0$$

$$Y = Y_{ST} + Y_Z \quad Y = f(Q_v)$$

$$Y = Y_{ST} + k_p \cdot Q^2$$

Ztrátový součinitel  $\zeta$  určím pro použitý typ armatur podle literatury [3].

ks	Název armatury	$\zeta$ [3]
1	Redukce DN 150/80	0,3
1	Šoupátko DN 150	0,15
1	Zpětná klapka DN150	2
1	Montážní vložka DN 150	0,15
6	Koleno DN 150/90°	1,1
6	Koleno DN 150/45°	0,3
1	Vyústění do nádrže	0,6

Tab. 5.1 Ztrátový součinitel  $\zeta$  provizorní stav potrubí.

Průběh výpočtu charakteristiky porubí jsem dle zadaných parametrů zaznamenal do tabulky 5.2.

Výpočet jsem provedl nejprve pro hydraulicky hladké potrubí, kdy jsem součinitel tření  $\lambda$  volil podle Blasiova vztahu  $\lambda = 0,3164 \cdot \text{Re}^{-0,25}$  a následně pro skutečné plastové potrubí kdy jsem

třecí součinitel volil podle literatury [4]  $\lambda = 0,738 \cdot \frac{d^{0,068}}{\text{Re}^{0,3}}$ .

Z výsledku je vidět poměrně malý rozdíl hodnot daný vysokou hladkostí plastového potrubí.

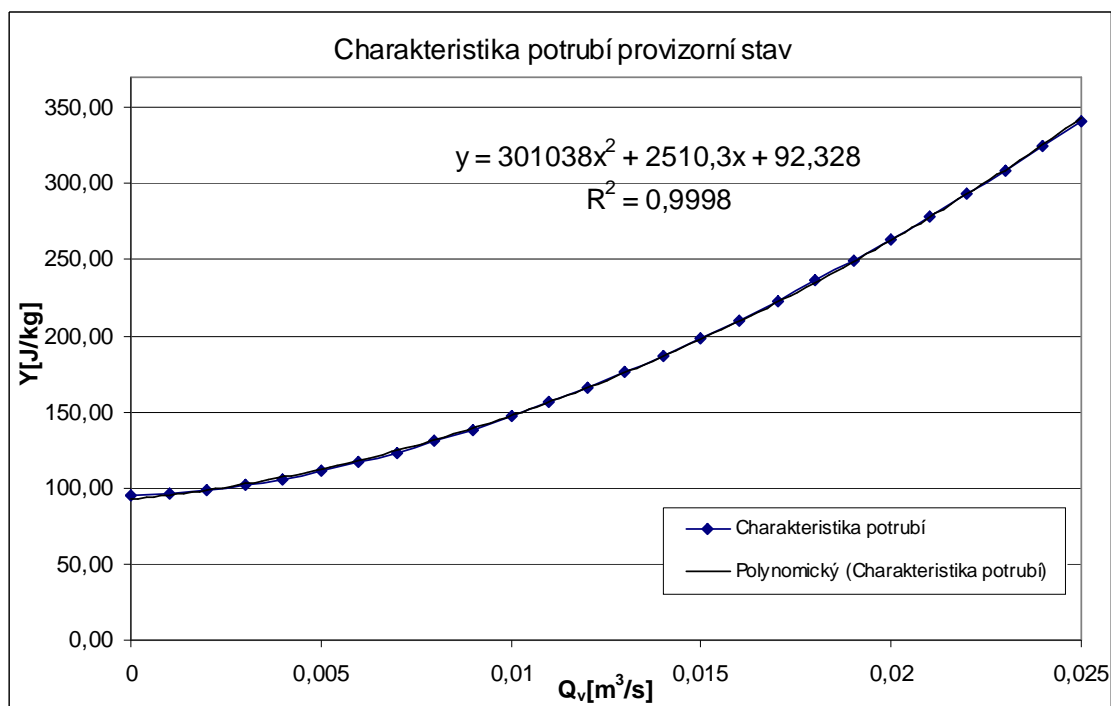
$Q_v$ [m³/s]	$v$ [m/s]	Re	$\lambda$ [Blasius]	$\lambda$ [4]	$Y_P$ [J/kg]	$Y_P$ [J/kg]
<b>0</b>	0	0	-	-	95,16	<b>95,16</b>
<b>0,001</b>	0,049736	6631,456	0,035062	0,0465	95,94	<b>96,19</b>
<b>0,002</b>	0,099472	13262,91	0,029483	0,03777	97,78	<b>98,52</b>
<b>0,003</b>	0,149208	19894,37	0,026641	0,033444	100,50	<b>101,86</b>
<b>0,004</b>	0,198944	26525,82	0,024792	0,030679	103,99	<b>106,08</b>
<b>0,005</b>	0,24868	33157,28	0,023447	0,028692	108,21	<b>111,13</b>
<b>0,006</b>	0,298416	39788,74	0,022402	0,027165	113,11	<b>116,93</b>
<b>0,007</b>	0,348151	46420,19	0,021556	0,025937	118,67	<b>123,45</b>
<b>0,008</b>	0,397887	53051,65	0,020848	0,024919	124,86	<b>130,66</b>
<b>0,009</b>	0,447623	59683,1	0,020243	0,024054	131,66	<b>138,53</b>
<b>0,01</b>	0,497359	66314,56	0,019717	0,023305	139,05	<b>147,04</b>
<b>0,011</b>	0,547095	72946,02	0,019252	0,022648	147,02	<b>156,17</b>
<b>0,012</b>	0,596831	79577,47	0,018838	0,022065	155,55	<b>165,89</b>
<b>0,013</b>	0,646567	86208,93	0,018465	0,021541	164,63	<b>176,21</b>



<b>0,014</b>	0,696303	92840,38	0,018126	0,021068	174,25	<b>187,09</b>
<b>0,015</b>	0,746039	99471,84	0,017816	0,020636	184,40	<b>198,53</b>
<b>0,016</b>	0,795775	106103,3	0,017531	0,02024	195,07	<b>210,51</b>
<b>0,017</b>	0,845511	112734,8	0,017267	0,019876	206,26	<b>223,04</b>
<b>0,018</b>	0,895247	119366,2	0,017022	0,019538	217,94	<b>236,09</b>
<b>0,019</b>	0,944982	125997,7	0,016794	0,019223	230,13	<b>249,66</b>
<b>0,02</b>	0,994718	132629,1	0,01658	0,01893	242,80	<b>263,73</b>
<b>0,021</b>	1,044454	139260,6	0,016379	0,018655	255,97	<b>278,31</b>
<b>0,022</b>	1,09419	145892	0,016189	0,018396	269,60	<b>293,38</b>
<b>0,023</b>	1,143926	152523,5	0,01601	0,018152	283,72	<b>308,94</b>
<b>0,024</b>	1,193662	159154,9	0,015841	0,017922	298,30	<b>324,99</b>
<b>0,025</b>	1,243398	165786,4	0,01568	0,017704	313,34	<b>341,50</b>

5.2 Tabulka hodnot charakteristika potrubí

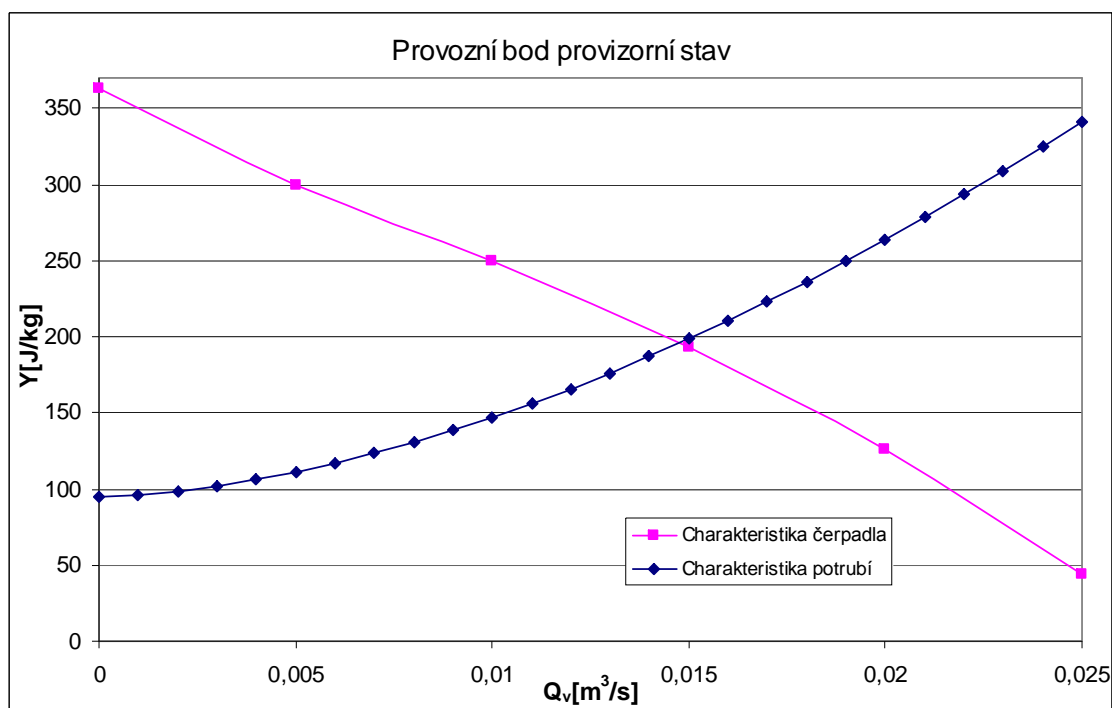
Grafický průběh výpočtu měrné charakteristiky potrubí při zapojení provizorního výtlačku zobrazuje grafu 5.1.



5.1 Graf charakteristiky potrubí

## 6.2 Určení provozního bodu

Současný pracovní bod systému jsem našel pomocí proložení dvou předchozích křivek. Graf potom vypadá takto :



Graf. 5.2 – Graf závislosti měrné energie na průtoku odčerpávacího systému a jeho pracovní bod

Polohu provozního bodu  $A_1$  upřesním výpočtem :

$$A_1 \equiv [Q_{V_A}; Y_A] \quad Y_p = Y_c \quad 301038x^2 + 2510,3x + 92,33 = -113516x^2 - 9567,6x + 357,99$$

$$Q_{V_{A_1}} = 0,0147 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}, \quad Y_{A_1} = 193,6 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1}$$

### 6.3 Učení čerpané kubatury splašků

Průměrná denní kubatura splaškových vod

$$Q = 117 \text{ m}^3 \cdot \text{d}^{-1} \Rightarrow Q = 48751 \cdot \text{hod}^{-1} = 1,354167 \text{ l} \cdot \text{s}^{-1}$$

Maximální průtok  $Q = 11 \text{ l} \cdot \text{s}^{-1}$

Kubatura akumulace systému  $60 \text{ m}^3$

Nejkratší doba pro naplnění objemu (při max. průtoku) je  $5454,5 \text{ s} = 90,9 \text{ min}$

Doba za kterou je možno vyčerpat zaplněný objem splašků je při  $60 \text{ m}^3$  :

$$t = 60 \div 0,0147 = 4081 \text{ s} = 68 \text{ min}$$

### 6.4 Určení příkonu k čerpání

Příkon čerpadla odečtu z přiloženého grafu v dokumentaci výrobce (viz.příloha).

$$P = 5,4 \text{ kW}$$

Spotřeba el. práce pro vyčerpání  $60 \text{ m}^3$   $A = P \cdot t = 5,4 \cdot 1,13 = 6,12 \text{ kWh}$

Roční spotřeba el. energie  $6,12 \cdot 500 = 3060 \text{ kWh}$

Tato spotřeba energie tvoří jen část z celkové spotřeby. Další nemalé náklady vznikají opětovným přečerpáváním kubatury splašků z čistírny odpadů VŠB do veřejné kanalizace.

## 7. Výpočet výtlaku pro konečný stav potrubí

### 7.1 Určení měrné energie potrubí $Y_p$

Zadané údaje :

PVC trubka DN 160 v celkové délce 260 m

PE trubka DN 160 v celkové délce 250 m

Celková délka potrubí je 510 m.

Sací výška :  $h_s = 0$

Výtlačná výška :  $h_v = 16,85 \text{ m}$

Ztrátový součinitel  $\zeta$  určím pro použitý typ armatur podle literatury [3].

KS	NÁZEV ARMATURY	Z [3]
1	Redukce DN 150/80	0,3
1	Šoupátko DN 150	0,15
1	Zpětná klapka DN150	2
1	Montážní vložka DN 150	0,15
8	Koleno DN 150/90°	1,1
7	Koleno DN 150/45°	0,3
1	Koleno DN 150/15°	0,1
1	Vyústění do nádrže	0,6
		$\Sigma 14,2$

Tab. 6.1 Ztrátový součinitel  $\zeta$  konečný stav potrubí.

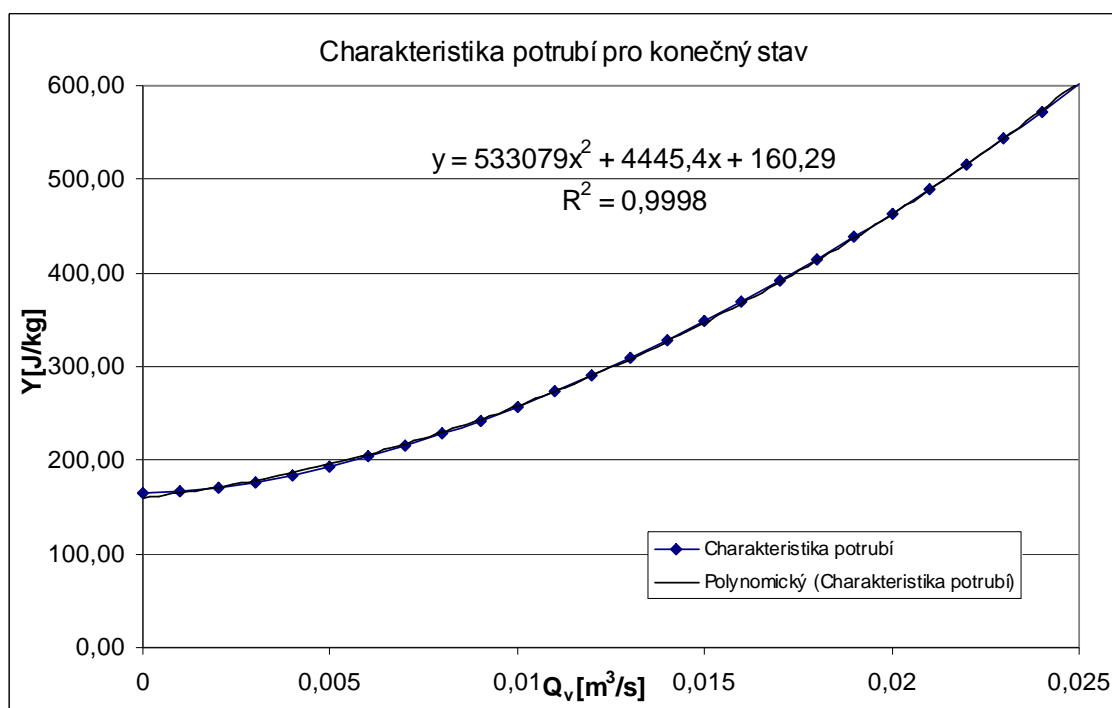
Průběh výpočtu charakteristiky porubí jsem dle zadaných parametrů jsem zaznamenal do tabulky 6.2

$Q_v [\text{m}^3/\text{s}]$	$v [\text{m/s}]$	Re	$\lambda[\text{Blasius}]$	$\lambda[161]$	$Y_p [\text{J/kg}]$	$Y_p [\text{J/kg}]$
<b>0</b>	0	0	-	-	165,30	<b>165,30</b>
<b>0,001</b>	0,049736	6631,456	0,035046	0,0465001	166,68	<b>167,13</b>
<b>0,002</b>	0,099472	13262,91	0,029473	0,0377698	169,95	<b>171,25</b>
<b>0,003</b>	0,149208	19894,37	0,026635	0,0334439	174,75	<b>177,16</b>
<b>0,004</b>	0,198944	26525,82	0,024789	0,0306786	180,94	<b>184,65</b>
<b>0,005</b>	0,24868	33157,28	0,023447	0,0286921	188,41	<b>193,58</b>
<b>0,006</b>	0,298416	39788,74	0,022404	0,0271649	197,10	<b>203,85</b>
<b>0,007</b>	0,348151	46420,19	0,021559	0,0259373	206,95	<b>215,40</b>
<b>0,008</b>	0,397887	53051,65	0,020854	0,0249188	217,92	<b>228,17</b>
<b>0,009</b>	0,447623	59683,1	0,020251	0,0240537	229,97	<b>242,11</b>

<b>0,01</b>	0,497359	66314,56	0,019726	0,0233053	243,07	<b>257,18</b>
<b>0,011</b>	0,547095	72946,02	0,019264	0,0226483	257,19	<b>273,34</b>
<b>0,012</b>	0,596831	79577,47	0,018851	0,0220648	272,32	<b>290,56</b>
<b>0,013</b>	0,646567	86208,93	0,01848	0,0215412	288,42	<b>308,82</b>
<b>0,014</b>	0,696303	92840,38	0,018142	0,0210676	305,49	<b>328,09</b>
<b>0,015</b>	0,746039	99471,84	0,017834	0,020636	323,49	<b>348,35</b>
<b>0,016</b>	0,795775	106103,3	0,01755	0,0202403	342,43	<b>369,58</b>
<b>0,017</b>	0,845511	112734,8	0,017288	0,0198756	362,27	<b>391,75</b>
<b>0,018</b>	0,895247	119366,2	0,017045	0,0195376	383,02	<b>414,86</b>
<b>0,019</b>	0,944982	125997,7	0,016817	0,0192233	404,65	<b>438,89</b>
<b>0,02</b>	0,994718	132629,1	0,016605	0,0189297	427,15	<b>463,82</b>
<b>0,021</b>	1,044454	139260,6	0,016405	0,0186547	450,52	<b>489,63</b>
<b>0,022</b>	1,09419	145892	0,016217	0,0183962	474,75	<b>516,32</b>
<b>0,023</b>	1,143926	152523,5	0,01604	0,0181525	499,82	<b>543,88</b>
<b>0,024</b>	1,193662	159154,9	0,015872	0,0179222	525,72	<b>572,28</b>
<b>0,025</b>	1,243398	165786,4	0,015712	0,017704	552,45	<b>601,53</b>

6.2 Tabulka vypočítaných hodnot koncový stav

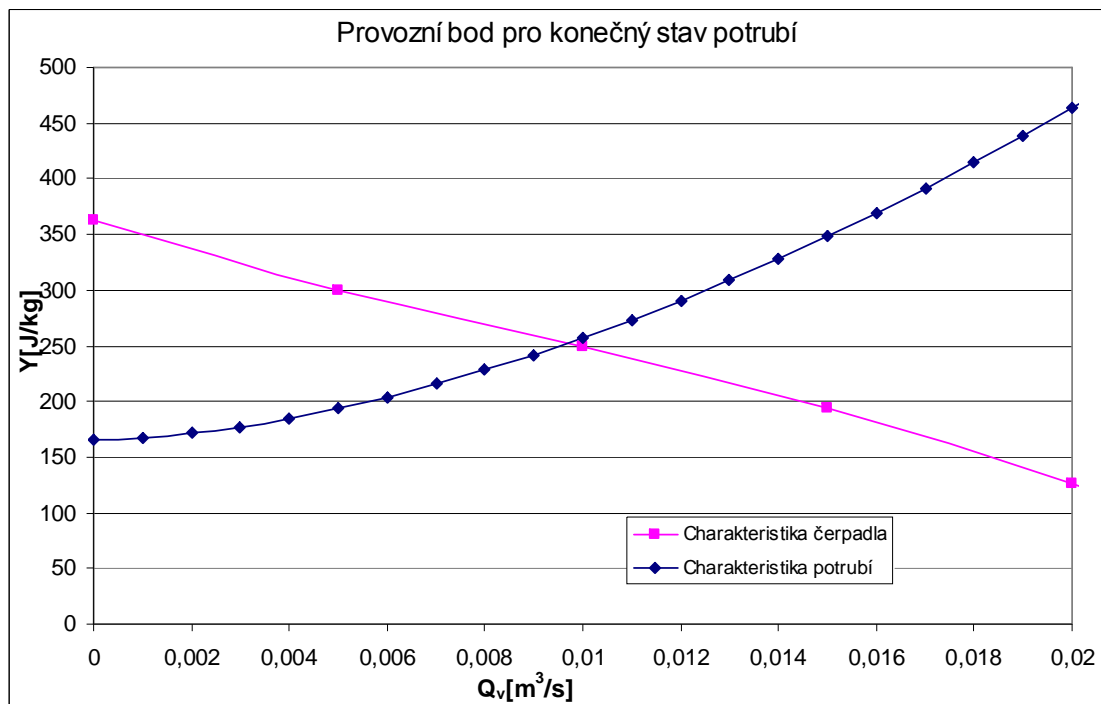
Grafický průběh výpočtu měrné energie charakteristiky potrubí pro projektovaný konečný stav zobrazuje graf 6.1.



6.1 Graf charakteristiky potrubí

## 7.2 Určení provozního bodu

Pracovní bod nového systému jsem našel pomocí proložení dvou předchozích křivek charakteristiky čerpadla a charakteristiky projektovaného potrubního řádu. Graf potom vypadá takto Graf. 6.2:



Graf. 6.2 – Graf závislosti měrné energie na průtoku odčerpávacího systému a jeho pracovní bod

Polohu provozního bodu  $A_2$  upřesním výpočtem :

$$A_2 \equiv [Q_{V_A}; Y_A] \quad Y_p = Y_c \quad 533079x^2 + 4445,4x + 160,29 = -113516x^2 - 9567,6x + 357,99$$

$$Q_{V_{A_2}} = 0,00974 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}, \quad Y_{A_2} = 254,1 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Doba za kterou je možno vyčerpat zaplněný objem splašků je při  $60 \text{ m}^3$  :

$$t = 60 \div 0,00974 = 6160 \text{ s} = 102,7 \text{ min}$$

## 7.3 Určení příkonu k čerpání

Příkon čerpadla odečtu z přiloženého grafu

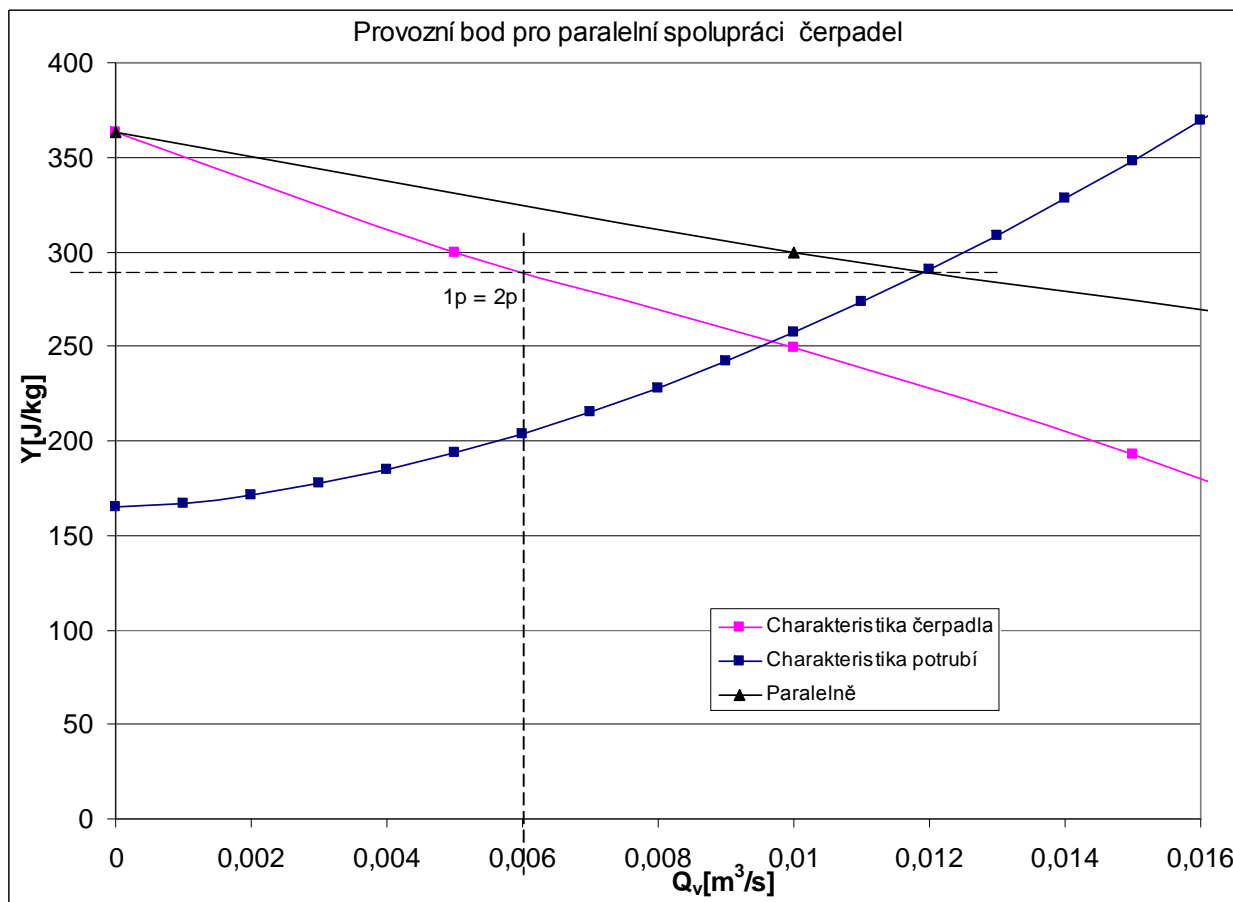
$$P = 5,1 \text{ kW}$$

Spotřeba el. práce pro vyčerpaní  $60 \text{ m}^3$   $A = P \cdot t = 5,1 \cdot 1,71 = 8,72 \text{ kWh}$

Roční spotřeba el energie  $8,72 \cdot 500 = 4360 \text{ kWh}$

## 8. Paralelní provoz čerpadel

Základní podmínkou je, aby měrná energie nejmenšího do čerpacího systému řazeného čerpadla byla při nulovém průtoku větší než  $Y_{st}$  potrubního řadu. Pro určitou měrnou energii  $Y$  je výsledný průtok paralelně řazených čerpadel  $Q_v$  dán součtem dílčích průtoků jednotlivých čerpadel:



Graf 7.1 Charakteristiky paralelní spolupráce dvou stejných čerpadel

Pro charakteristiku potrubí s měrnou ztrátovou energií  $Y_z$  platí, že celkový průtok  $Q_v$  není součtem dílčích průtoků jednotlivých čerpadel  $Q_1 + Q_2$ , ale je vždy nižší. Vedením kolmice na osu měrné energie  $Y$  dostaneme průsečík s charakteristikou jednoho čerpadla. Ten nám udává skutečné provozní body čerpadel  $1_p = 2_p$  a průtok  $Q_v$  je součtem dílčích průtoků obou čerpadel:

$$Q_v = Q_{1_p} + Q_{2_p}$$

Paralelním řazením se snižuje kavitační deprese  $\Delta y_D$ , tedy i nebezpečí vzniku kavitace vzhledem k individuálnímu provozu čerpadla

Určení provozního bodu  $A_3$

$$Q_{V_{A_3}} = Q_{1p} + Q_{2p}$$

$$Q_{V_{A_3}} = 0,0061 + 0,0061 = 0,0122 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}, \quad Y_{A_3} = 289 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Doba za kterou je možno vyčerpat zaplněný objem splašků je při  $60 \text{ m}^3$  :

$$t = 60 \div 0,0122 = 4918 \text{ s} = 82 \text{ min}$$

Paralelním zapojením dvou čerpadel jsme dosáhli zvýšení průtoku přibližně o 1 na toto zvýšení však bylo ale nutné vynaložit podstatně více elektrické energie. Nárůst měrné energie v potrubí  $Y$  má však vliv na zvýšení měrného statického tlaku v sání a tím současně klesá nebezpečí vzniku kavitace.

## 8.1 Určení potřebného příkonu k čerpání

Příkon čerpadla odečtu z přiloženého grafu

$$P = 4,7 + 4,7 = 9,4 \text{ kW}$$

Spotřeba el. práce pro vyčerpání  $60 \text{ m}^3$  v čase  $A = P \cdot t = 9,4 \cdot 1,3 = 12,22 \text{ kWh}$

Roční spotřeba el energie  $12,22 \cdot 500 = 6110 \text{ kWh}$

## 9. Alternativní návrh čerpadla

Vhodnou náhradu stávajícího typu čerpadel je možno volit z výrobního sortimentu firmy SIGMA GROUP a.s.

Jako výhodnou alternativu volím řadu GFHU typ 100 KDFU (viz. Příloha)

Ponorná kalová kanalizační čerpadla řady GFHU jsou speciální čerpadla, určená k čerpání odpadních vod, fekálií a surových kalů, obsahující neabrazivní pevné drobné kusovité a vláknité látky, popřípadě menší množství písku, popela, šterku, kousky dřev a jiné látky přicházející do kanalizace. Uplatňují se v kanalizačních soustavách, v čistírnách odpadních vod, v průmyslových zařízeních, ve stokových sítích, v různých jímácích objektech, apod.[7]

### 9.1 Potřebný příkon k čerpání

Obdobně jako v předcházejícím najdu provozní bod který dává při průtoku

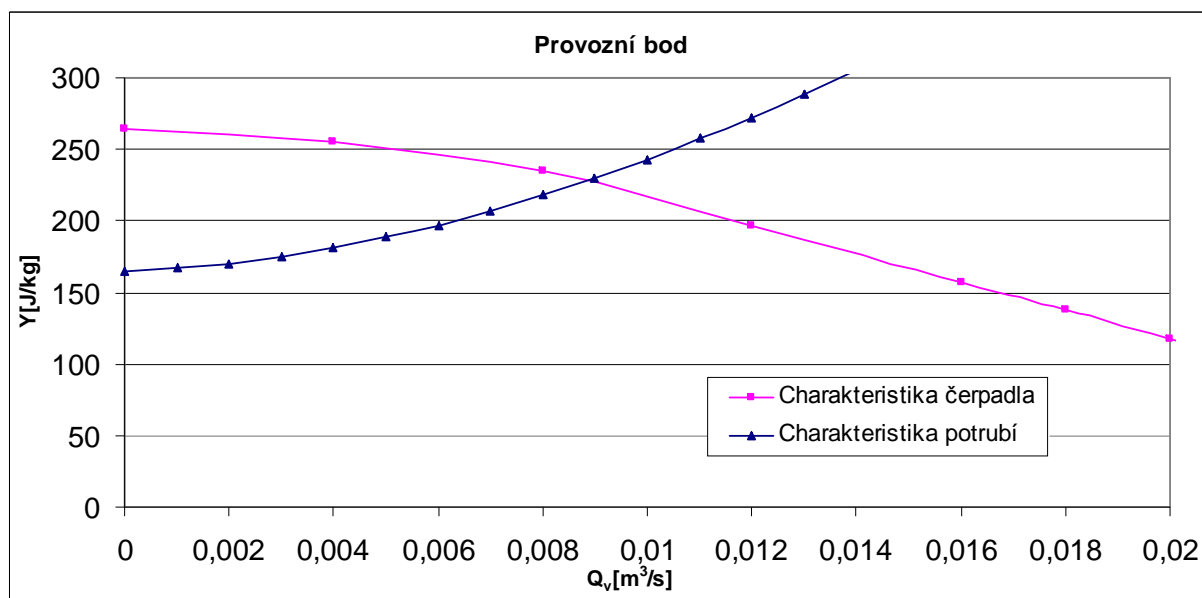
$$Q_V = 0,0088 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} \text{ měrnou energii } Y_A = 230 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Příkon pro daný průtok potrubím činí  $P = 4,25 \text{ kW}$

Spotřeba el. práce pro vyčerpání  $60 \text{ m}^3$ , čehož lze dosáhnout v čase 113,6 min.

$$A = P \cdot t = 4,25 \cdot 1,89 = 8,03 \text{ kWh}$$

Roční spotřeba el energie  $8,03 \cdot 500 = 4015 \text{ kWh}$



Graf 8.1 Provozní bod s čerpadlem SIGMA

## 10. PROVOZ, OBSLUHA, ÚDRŽBA

Provozovatel provádí zejména následující úkoly:

- vede o provozu čerpací stanice provozní denník. Zejména zaznamenává data oprav, data údržby čerpadel, sběr plovoucích nečistot ap.
- zajišťuje chod čerpací stanice
- provádí pravidelně čištění čerpací stanice

Pravidelné čištění čerpací stanice je nutné zejména pro zabezpečení správné funkce prvků automatizace ( spínače hladin), manipulačních prvků ( spouštěcí zařízení čerpadel, armatury na výtlačném potrubí ) i vlastních čerpacích agregátů.

Nejčastější zdroje znečištění jsou plovoucí nečistoty, sedimentované usazeniny a případně vysrážený tuk z odpadní vody.

Intervaly čištění čerpací stanice je nutné přizpůsobit s ohledem na charakter přiváděných odpadních vod, sedimenty mohou snižovat plný výkon čerpadel.

Pravidelnou údržbu vyžadují použitá čerpadla a je nutné provádět podle pokynů uvedených v průvodní technické dokumentaci čerpadel. Ostatní části čerpací stanice, kromě čištění údržbu nevyžadují.



## 11. Závěr

V bakalářské práci jsem se zabýval posuzováním funkce čerpadel, jež jsou osazeny do potrubního řádu v kanalizační čerpací stanici pro dopravu splaškových odpadních vod.

Posouzení bylo provedeno v několika možných provozních variantách a tedy nejdříve ve stávajícím provizorním potrubním řádu, následně posouzením funkce čerpadel v nově projektovaném výtlačném potrubí jehož realizace bude provedena po zhodnocení hledisek výhodnosti daného řešení. Stejně tak jsem provedl ověření pro paralelní spolupráci čerpadel a nakonec jsem navrhl možnost řešení pro jiný alternativní typ čerpadla.

Stávající provizorní potrubní řád je nevýhodný hlavně z energetického hlediska, kdy nutně vzniká přečerpávací mezičlánek mezi dvěma čerpacími stanicemi v tomto mezičlánku vznikají oproti navrhovanému řešení dodatečné energetické ztráty, zejména z důvodu prodloužení potrubí a také především místní ztráty které by při přímém napojení na veřejnou kanalizaci byly nižší v důsledku jednoduššího potrubního řádu, kde by některé místní ztráty mohly být vyloučeny.

Nově projektovaný potrubní řád umožňuje dopravu splaškových vod s jedním kalovým čerpadlem, čerpadla se budou střídat ve funkci provozní - havarijní, ale **nikdy** nebudou pracovat současně. Jedno čerpadlo svým výkonem přítok splašků do systému zvládne, v případě zvýšeného průtoku je zajištěna akumulace vod v instalovaném zásobníku. Účinnost čerpání daného čerpadla jsem ověřil pro zjištěný provozní bod a dosažená účinnost se nachází ve vhodné pracovní oblasti čerpadla. Kavitační charakteristiku pro tento typ čerpadla výrobce neuvedl, pro zajištění dostatečného statického tlaku v sání je však důležité zachovat minimální hloubku ponoření čerpadla uváděnou výrobcem v dokumentaci, tato hloubka je bezpečně udržována použitím plovákových spínačů, které hlídají výšku hladiny v zásobníku.

Potvrdilo se tedy, že nově navržený potrubní řád bude plnit danou funkci a může přinést nižší náklady na provoz čerpací stanice.

Navrhovaný projekt přinese výhodu v nezávislém provozu čerpací stanice VT parku na čerpací stanici VŠB.

Rovněž jsem ověřil možnost paralelní spolupráce dvou čerpadel, která umožňuje funkci avšak zvýšení měrné energie v tomto případě není opodstatněné pro požadovaný účel a je za cenu vyšší energetické náročnosti systému.

V závěru jsem ověřil možnost funkce s jiným vhodným běžně dostupným typem čerpadla.

## 12. SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] BLÁHA, Jaroslav; BRADA, Karel. *Příručka čerpací techniky*. Praha : ČVUT, 1997. 288 s. ISBN 80-01-01626-9
- [2] BLÁHA, Jaroslav; MELICHAR, Jan. *Problematika soudobé čerpací techniky*. Praha : ČVUT, 2007. 265 s. ISBN 978-80-01-03719-5
- [3] BLÁHA, Jaroslav; MELICHAR, Jan. *Vybrané partie z čerpací techniky*. Praha : ČVUT, 2005. 153 s. ISBN 80-01-03254-X
- [4] MACH, V. *Tlakové ztráty třením v polyetylenových trubkách*. *Časopis Zdravotní technika a vzduchotechnika*, č 6/1964. Nakladatelství ČSAV, Praha 1964, 59 s.
- [5] DRÁBKOVÁ, S. a kol. *Mechanika tekutin*, VŠB–TU OSTRAVA, 2007.  
www:<URL:<http://www.338.vsb.cz/studium9a.htm>>.
- [6] <http://www.e-cerpadla.cz>
- [7] <http://www.sigmagroup.cz>
- [8] <http://www.flygt.de/828295.pdf>

# 13. PŘÍLOHY


**C 3127**


## C 3127

### Das Produkt

Tauchmotorpumpe für die Förderung von Reinwasser, Oberflächenwasser und Abwasser mit Faser- und Feststoffanteilen.

### Kennzeichnung

Produkt-Code 3127.181  
Aufstellungsarten P, S, T, Z  
Lauftrad-Ausführungen LT, MT, HT, SH

### Betriebsdaten

Umgebungstemperatur max. +40 °C  
Eintauchtiefe max. 20 m  
pH-Wert des Fördermediums pH 5,5-14  
Dichte des Mediums max. 1100 kg/m<sup>3</sup>  
Freier Durchgang siehe Motordaten-Tabelle

### Motordaten

Frequenz 50 Hz  
Isolationsklasse H (+180 °C)  
Spannungstoleranzen  
- im Dauerbetrieb max. ± 5%  
- im intermittierenden Betrieb max. ± 10%  
Spannungstoleranzen zwischen den Phasen max. 2%  
Anzahl der Anläufe pro Stunde max. 30

### Anschlussleitung

**Direktstart**  
SUBCAB®

4G2,5 mm<sup>2</sup>  
4G2,5+2x1,5 mm<sup>2</sup>  
4G4 mm<sup>2</sup>  
4G4+2x1,5 mm<sup>2</sup>

**Stern-Dreieck-Start**  
SUBCAB®

7G2,5 mm<sup>2</sup>  
7G2,5+2x1,5 mm<sup>2</sup>  
7G4 mm<sup>2</sup>  
7G4+2x1,5 mm<sup>2</sup>

### Überwachungsausstattung

Thermischer Wicklungsschutz (Öffnerkontakt) bei 125 °C

### Werkstoffe

Lauftrad GG 25 / 0.6025  
Pumpengehäuse GG 25 / 0.6025  
Statorgehäuse GG 25 / 0.6025  
Welle rost- und säurebeständiger Stahl, 1.4057  
O-Ringe Nitrilgummi

### Gleitringdichtungen

Alternative	Innere Dichtung	Äußere Dichtung
1	Graphit/Aluminiumoxyd	Korrosionsbeständiges Wolframkarbid/ Korrosionsbeständiges Wolframkarbid
2	Korrosionsbeständiges Wolframkarbid/ Korrosionsbeständiges Wolframkarbid	Siliziumkarbid/ Siliziumkarbid
3	Korrosionsbeständiges Wolframkarbid/ Korrosionsbeständiges Wolframkarbid	Korrosionsbeständiges Wolframkarbid/ Korrosionsbeständiges Wolframkarbid

### Oberflächenbehandlung

Alle Gussteile werden mit einer Grundierung auf Wasserbasis versehen. Der Deckanstrich besteht aus einer hochfesten Zweikomponentenfarbe.

### Gewicht

Siehe Maßzeichnungen.

### Optionen

3127.090 explosionsgeschützte Ausführung, II2G EEx d IIB T4  
3127.980 Industrie-Ausführung  
Warmwasser-Version auf Anfrage  
Leckagesensor im Statorgehäuse FLS  
Leckagesensor im Ölgehäuse CLS  
Oberflächenbehandlung Epoxidharz-Beschichtung  
Andere Anschlussleitungen  
Zinkanoden

### Zubehör

Druckabgänge, Adapter, Schlauchkupplungen und anderes mechanisches Zubehör.

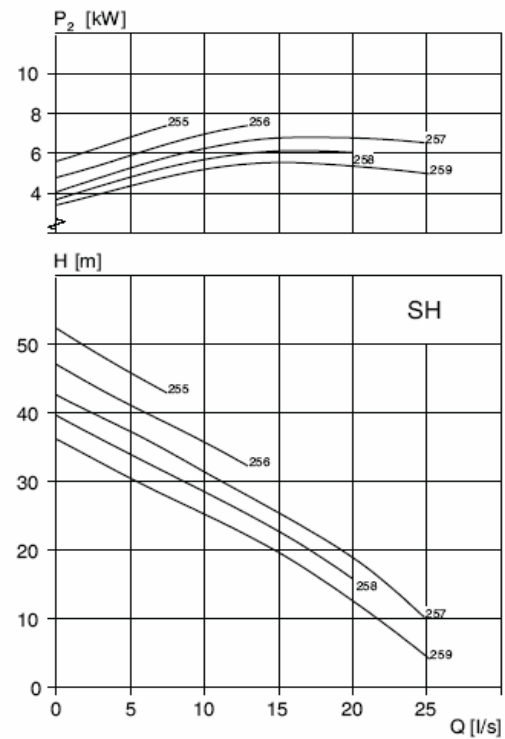
Elektrisches Zubehör wie Pumpensteuerung, Schaltgeräte, Startvorrichtungen.

Für weitere Informationen siehe Zusatzbroschüre oder [www.flygt.de](http://www.flygt.de).

## SH-Motordaten und Kennlinien

Laufradnummer	Nennleistung, kW	Nennstrom, A	Anlaufstrom, A	Leistungsfaktor cos $\varphi$	Freier Durchgang, mm	explosionsgeschützte Version verfügbar	Aufstellungsarten				
							P	S			
400 V, 50 Hz, 3 ~, 2900 min <sup>-1</sup>											
255	7,4	14	114	0,91	40	•	•	•			
256	7,4	14	114	0,91	40	•	•	•			
257	7,4	14	114	0,91	40	•	•	•			
258	7,4	14	114	0,91	40	•	•	•			
259	7,4	14	114	0,91	40	•	•	•			

Der Anlaufstrom im Stern-Dreieck-Start beträgt ca. 1/3 des Anlaufstroms im Direktstart.



# PRINZIPIELLER AUFBAU EINER FLYGT-PUMPE

## Bauart

Bei der Pumpe handelt es sich um eine Tauchmotorpumpe mit Elektromotor.

### 1. Laufrad

Die Pumpe ist mit vielen verschiedenen Laufrädern für verschiedene Anwendungen und Förderleistungen erhältlich.

### 2. Wellendichtungen

Die Pumpe hat zwei Gleitringdichtungen – eine innere und eine äußere – mit einem dazwischenliegenden Ölgehäuse.

### 3. Welle

Welle und Rotor werden als komplette Einheit geliefert. Wellenwerkstoff: korrosionsbeständiger Stahl.

### 4. Lager

Das Hilfslager des Rotors besteht aus einem einreihigen Kugellager.

Das Hauptlager des Rotors besteht aus einem zwei-reihigen Schrägkugellager.

### 5. Ölgehäuse

Das Öl schmiert und kühlt die Dichtungen und dient als Puffer zwischen Pumpengehäuse und Elektromotor.

### 6. Motor

1- oder 3-Phasen-Asynchronmotor als Kurzschlußläufer für 50 Hz oder 60 Hz.

Anlaufarten des Motors: Direktanlauf oder Stern-Dreieck-Anlauf.

Betriebsarten des Motors: Dauerbetrieb oder intermittierender Betrieb mit max. 15 gleichmäßig verteilten Einschaltungen pro Stunde.

ITT Flygt-Motoren werden nach IEC 34-1, geprüft.

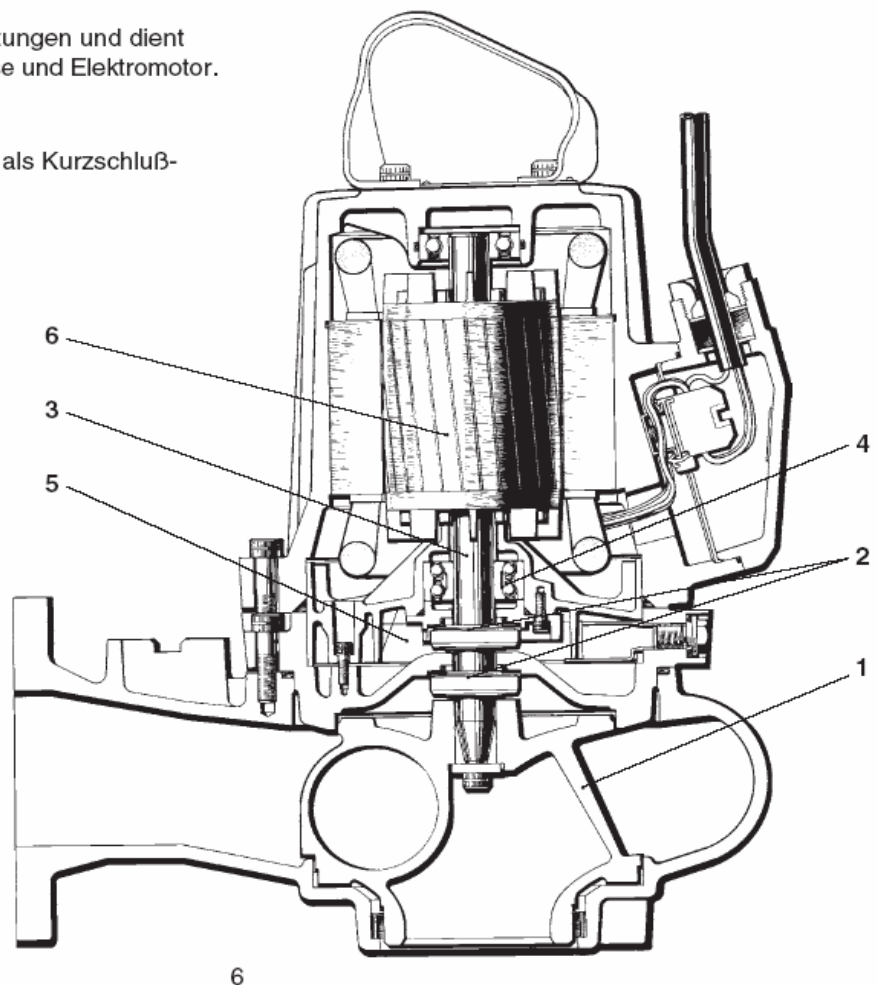
Der Stator ist gemäß Klasse H isoliert (180 °C). Der Motor ist für unveränderte Nennleistung bei max.  $\pm 5\%$  Spannungsschwankung ausgelegt. Im Hinblick auf die Überhitzungsgefahr sind  $\pm 10\%$  Schwankungen in der Nennspannung zulässig, sofern der Motor nicht ständig unter Vollast läuft. Der Unterschied zwischen den Spannungen der einzelnen Phasen darf nicht größer als 2 % sein.

### Überwachungsausrüstung

In der Statorwicklung sind in Reihe geschaltete Thermoschalter eingebaut.

Die Pumpe ist mit eingebauten Leckagedetektoren erhältlich, die auf Wasser im Öl\*- und/oder Statorgehäuse ansprechen.

\*Diese Ausstattung ist für Ex-Pumpen nicht erhältlich.



## PFLEGE UND WARTUNG



Vor Arbeitsbeginn sicherstellen, dass die Pumpe vom Stromnetz getrennt ist und nicht unter Spannung gesetzt werden kann.

Dies gilt auch für den Steuerstromkreis.



**ZUR BEACHTUNG bei Ex-Ausführung** (Seite 3).



Darauf achten, dass die Pumpe nicht wegrollen oder umfallen und Personen- oder Sachschaden verursachen kann.

Bei allen Arbeiten an der Pumpe ist es wichtig:

- dass die Pumpe sorgfältig gereinigt ist;
- dass die Ansteckungsgefahr nicht vernachlässigt wird;
- dass örtlich geltende Schutzvorschriften eingehalten werden.

Die Pumpe ist für Flüssigkeiten vorgesehen, die gesundheitsgefährdend sein können. Um Schäden an Augen und Haut zu vermeiden, sind bei allen Arbeiten an der Pumpe die folgenden Punkte zu beachten:

- Immer Schutzbrille und Gummihandschuhe tragen.
- Die Pumpe vor Beginn der Arbeit sorgfältig mit sauberem Wasser abspülen.
- Die Teile nach dem Ausbau ebenfalls mit sauberem Wasser abspülen.
- Das Ölgehäuse kann unter Druck stehen. Vor dem Herausdrehen der Ölschraube (Ölverschluß) immer einen Lappen über die Schraube legen, um ein Herausspritzen zu vermeiden.

Erste-Hilfe-Maßnahmen bei Kontakt mit gefährlichen Chemikalien:

Spritzer in die Augen:

- Die Augen sofort 15 Minuten lang unter fließendem Wasser ausspülen. Dabei die Augenlider mit den Fingern hochhalten.
- Einen Augenarzt aufsuchen.

Spritzer auf die Haut:

- Verschmutzte Kleidung entfernen.
- Die Haut mit Seife und Wasser reinigen.
- Falls erforderlich Arzt aufsuchen.

### Kontrollen

Durch die regelmässige Durchführung von Kontrollen und vorbeugenden Wartungsmaßnahmen erhöht sich die Betriebszuverlässigkeit.

Die Pumpe sollte mindestens einmal im Jahr einer Inspektion unterzogen werden, bei starker Beanspruchung entsprechend öfter.

Bei normalen Betriebsverhältnissen sollte die Pumpe bei stationärer Aufstellung spätestens alle drei Jahre und bei transportablem Einsatz einmal pro Jahr einer Generalüberholung in einer Werkstatt unterzogen werden. Diese Arbeit erfordert Spezialwerkzeuge und sollte von einer autorisierten Servicewerkstatt durchgeführt werden.

Bei neuen Dichtungen ist nach einwöchigem Betrieb eine Kontrolle des Öls vorzunehmen.

**ACHTUNG!** Der Zustand des Hehebügels und der Kette ist regelmässig zu kontrollieren.

### Kontrollen bei Einsatz zum Fördern von warmem Wasser

Pumpen, die zum Fördern von warmem Wasser eingesetzt werden, sind je nach ihrer Eintauchzeit in das warme Wasser wie nachfolgend angegeben einer Kontrolle bzw. Überholung in einer Werkstatt zu unterziehen:

Temp.	Betriebsart	Kontrolle	Werkstatt-überholung
≥ 0 °C	Dauerbetrieb	1000 Stunden	4000 Stunden
≥ 0 °C	intermittierender Betrieb	zweimal jährlich	einmal jährlich
≥ 0 °C	Dauerb./intern. B.	sechsmal jährlich	zweimal jährlich

## PFLEGE UND WARTUNG

### N-Laufrad - Austausch und Einstellung



**Warnung!** Laufräder können sehr scharfe Kanten haben.  
Schutzhandschuhe verwenden!

<p><b>N3085/3102</b></p> <p>1.</p>	<p>2.</p>	<p>3.</p>
<p><b>NP/NS/NL3127</b></p> <p>1.</p>	<p>2.</p>	<p>3.</p>
<p>4.</p>	<p>5.</p>	
<p><b>NT3127</b></p> <p>1.</p>	<p>2.</p>	
<p>3.</p>	<p>4.</p>	

## ÖLWECHSEL



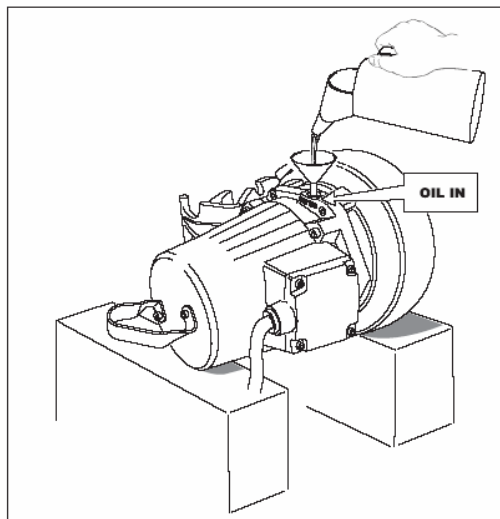
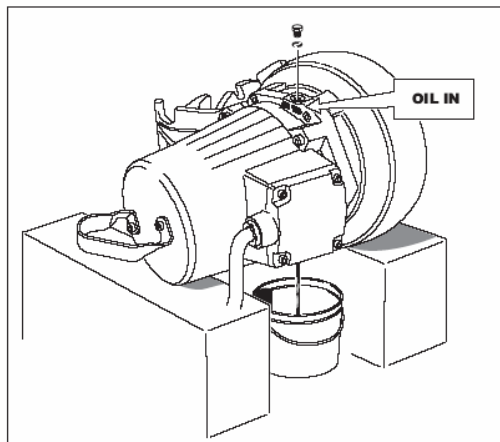
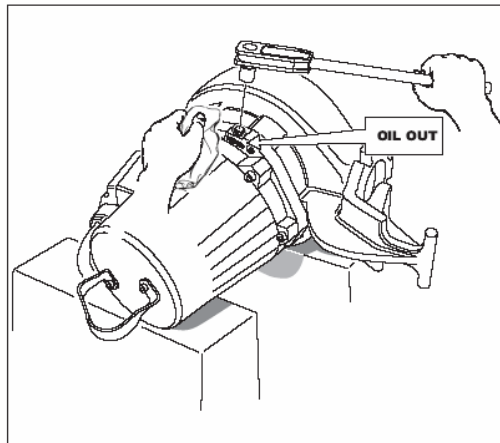
Das Ölgehäuse kann unter Druck stehen. Einen Lappen über den Ölverschluß halten, um ein Heraus-spritzen zu vermeiden.

1. Die Pumpe seitlich auf eine Werkbank oder über zwei Lagerböcke legen. Die mit „oil out“ gekennzeichnete Öllochschrube (Ölverschluß) herausdrehen. Das Ablassen des Öls muss durch die Ölablaßöffnung „oil out“ geschehen.
2. Die Pumpe drehen. Den Verschluß der Öleinfüllöffnung „oil in“ abschrauben. Um das Öl restlos ablaufen zu lassen, muss die Pumpe beim Ablassen des Öls kurzzeitig in die aufrechte Lage gebracht werden.
3. Die O-Ringe unter den Ölgehäuseschrauben (Verschlüsse) austauschen.
4. Den Verschluß „oil out“ anbringen und das Ölgehäuse durch die andere Öffnung mit Öl füllen. Es ist wichtig, dass das Öl durch die mit „oil in“ gekennzeichnete Öffnung eingefüllt wird, da das Ölgehäuse etwas Luft zum Druckausgleich enthalten muss. Die Pumpe sollte leicht schräggestellt und wieder in die horizontale Lage gebracht werden, um die volle Ölmenge einfüllen zu können.

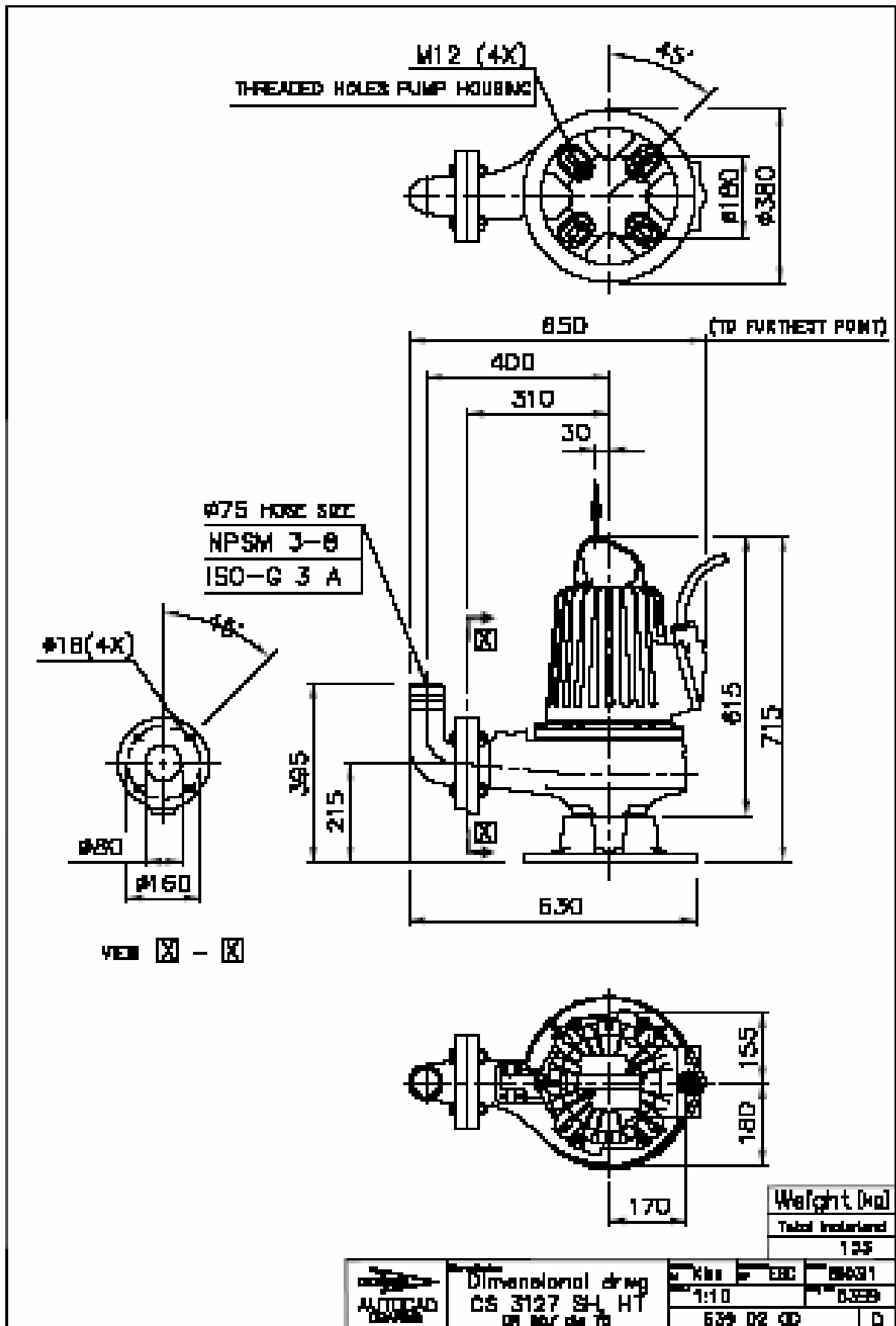
Ein Paraffinöl mit einer Viskosität im Bereich von ISO VG15 wird empfohlen (zum Beispiel Mobil Whiterex 309). Die Pumpe wird ab Werk mit diesem Öltyp geliefert.

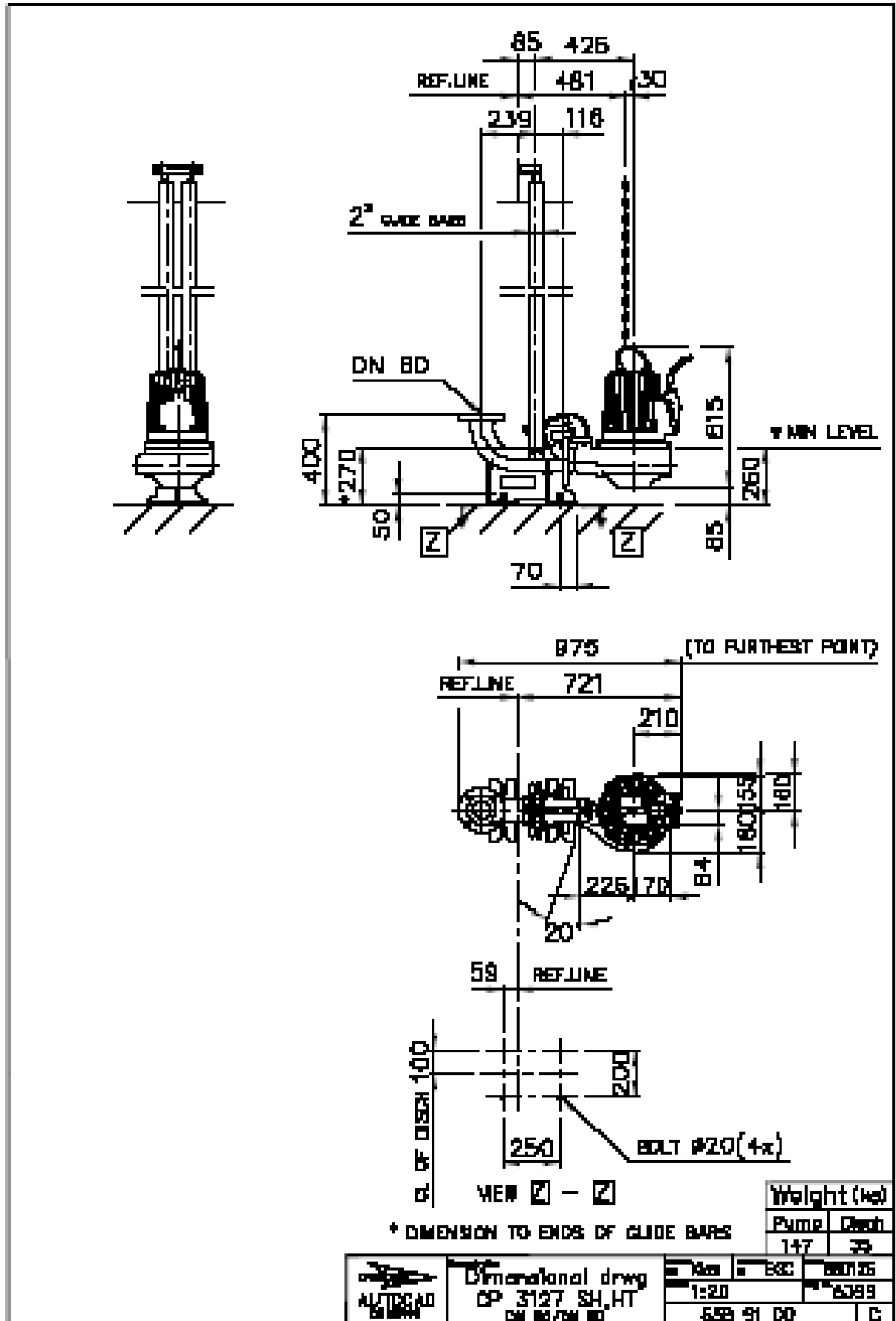
Bei Anwendungen, bei denen die Giftigkeit weniger problematisch ist, kann ein Mineralöl mit einer Viskosität bis zu ISO VG32 verwendet werden.

Ca. Ölmenge		
	l	US quarts
3085	1.0	1.1
3085.280/290	0.8	0.8
3102	1.0	1.1
3127	2.0	2.1





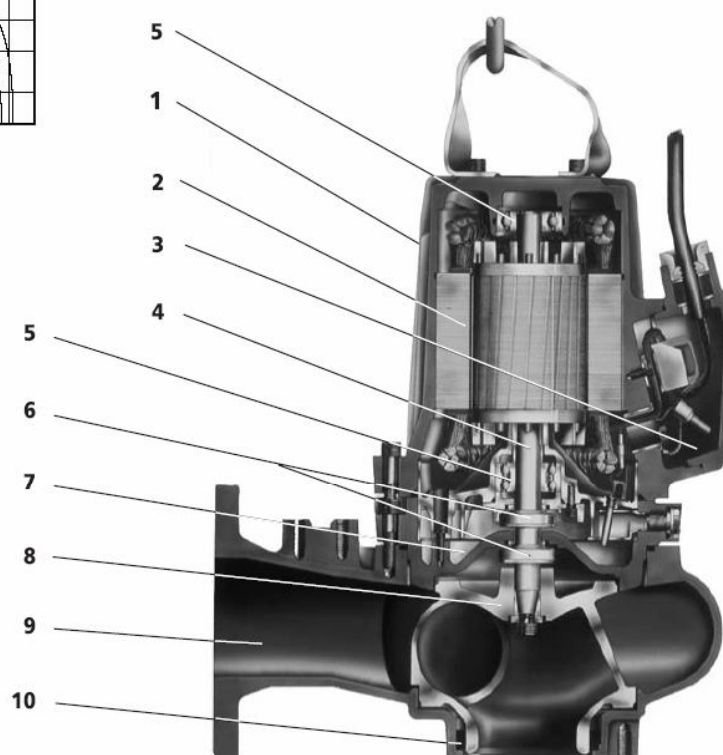
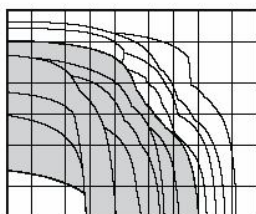






C 3000

## Konstruktion - C 3045 bis C 3127



1. **Kühlung.** Motorgehäuse mit integrierten Kühlrippen.
2. **Motor.** 2-, 4- or 6-poliger Asynchronmotor mit Kurzschlussläufer. Die Statorisolierung ist nach Klasse H ausgeführt (bis 180°C) und lässt bis zu 15 Anläufe pro Stunde zu.
3. **Kabelanschlussraum.** Der Kabelanschlussraum ist druckwasser-sealedicht gekapselt und mit einer wasserdichten Kabeleinführung mit Zugentlastung ausgeführt.
4. **Pumpen-/Motorwelle.** Kurze, gemeinsame Pumpen- und Motorwelle. Rotor und Welle sind dynamisch ausgewuchtet.
5. **Wellenlager.** Dauerfettgeschmierte Wälzlager. Sie sind nach ISO-standard ausgeführt und für 50.000 Betriebsstunden ausgelegt.
6. **Wellendichtung.** Zwei voneinander unabhängige Gleitringdichtungen in Tandemausführung bieten eine zuverlässige und dauerhafte Abdichtung und höchste Widerstandsfähigkeit.
7. **Ölgehäuse.** Das Ölgehäuse ist mit Öl gefüllt, welches die Gleitringdichtungen schmiert, kühlt und eine zusätzliche Leckagebarriere bietet.
8. **Laufgrad.** Dynamisch ausgewuchtetes Ein- oder Zweikanalrad. Das NevaClog® Laufgrad ist für viele Modelle verfügbar.
9. **Pumpengehäuse.** Mit glatter Gehäuseboden-Geometrie für verstopfungs-freien Betrieb. Eine Spiralnut (Spin-Out®) in der Dichtungskammer schützt die äußere Dichtung, indem sie abrasive Partikel von der Dichtung wegschleudert.
10. **Verschleißring.** Austauschbar für eine hohe Effizienz beim Pumpen



## **SIGMA GROUP a. s.**

### **Divize průmyslová čerpadla**



## **PONORNÁ KALOVÁ KANALIZAČNÍ ČERPADLA**

# **GFHU**

**SIGMA GROUP a. s.**  
**Divize průmyslová čerpadla**  
Jana Sigmunda 79, 783 01 LUTÍN

Tel.: +420 68 565 2101, +420 68 565 2011, +420 68 565 2150  
Fax: +420 68 565 2042, +420 68 594 4294, +420 68 594 4258  
E-mail: [info.dpc@sigmagroup.cz](mailto:info.dpc@sigmagroup.cz)

## Ponorná kalová kanalizační čerpadla GFHU

### Použití

Ponorná kalová kanalizační čerpadla řady GFHU jsou speciální čerpadla, určená k čerpání odpadních vod, fekálií a surových kalů, obsahujících neabrazivní pevné drobné kusovité a vláknité látky jako je papír, hadry, obvazy, zbytky jídel a různé splachy z ulic, popřípadě menší množství písku, popela, štěrk, kousky dřev a jiné látky přicházející do kanalizace.

Uplatňují se v kanalizačních soustavách, v čistírnách odpadních vod, v průmyslových zařízeních, ve stokových sítích, v různých jímácích objektech, apod.

Maximální hustota čerpané kapaliny ..... 1100 kg.m<sup>-3</sup>

Maximální teplota čerpané kapaliny ..... 40 °C

Maximální teplota pracovního prostředí ..... 40 °C

Dovolený rozsah pH čerpané kapaliny ..... 6,5 ÷ 9 pH

Maximální ponor v kapalině o hustotě 1 000 kg.m<sup>-3</sup> ..... 10 m

**Čerpadla nejsou určena pro práci v prostředí s nebezpečím výbuchu.**

### Konstrukce

Ponorná kalová čerpadla řady GFHU jsou odstředivá, jednostupňová, spirální, s uzavřeným jednolopatkovým oběžným kolem o velké průchodnosti. U největší velikosti je standardně dvoulopatkové oběžné kolo (150-GFHU-315), jednolopatkové v případě nutnosti zvětšení průchodnosti (150-GFHU-335). Elektromotor tvoří s čerpadlem jeden celek. Mezi hydraulickou částí a elektromotorem je vana s náplní oleje, která je utěsněna speciální dvojitou mechanickou ucpávkou.

**Trojfázový asynchronní elektromotor** na střídavý proud je dokonale vodotěsný pro práci pod vodou. Vodotěsnost zajišťuje hermetické utěsnění přívodního kabelu ve zvlášť upravené vývodce. Ve vinutí motoru jsou zabudovány hlídače teploty, které při delším chodu na sucho rozpínají ovládací okruh stykače a chrání tak motor před poškozením. Rotor je uložen ve valivých ložiskách, mazaných tukem.

Elektromotor velikosti 80-150-GFHU-320 má žebrované těleso statoru a nevyžaduje dalšího chlazení. Chlazení elektromotoru 150-GFHU-315/335 je prováděno čistou vodou z cizího zdroje. Výjimečně lze motor chladit čerpanou kapalinou, pokud obsah sedimentujících částic v kapalině činí 2 %. Jestliže je elektromotor trvale ponořený v čerpané kapalině možno soustrojí provozovat bez chladicího pláště.

**Elektromotor je bez ochrany proti výbušnosti, takže jej nelze použít v prostředí s nebezpečím výbuchu.**

**Ucpávka.** Proti vniknutí vody z hydraulické části je elektromotor bezpečně chráněn hřídelovým těsněním, které tvoří speciální dvojité mechanická ucpávka s těsnicími kroužky z tvrdokovu. Mechanická ucpávka má stálý uzávěr a mazání z olejové vany.

**Materiál** je volen se zřetelem na charakter čerpaného média, příznivou hmotnost a životnost soustrojí. Těleso motorového statoru je z hliníko-křemíkové slitiny u velikosti 80-150-GFHU-320, u čerpadla 150-GFHU-315/335 je ze šedé litiny. Hřídel a důležité spojovací šrouby přicházející do styku s čerpanou kapalinou jsou z korozivzdorné oceli. Oběžné kolo je z ořezuvzdorné oceli, odolávající ve značné míře korozi. Spirála čerpadla a stojan se sacím kolenem (varianta "SJ") jsou ze šedé litiny.

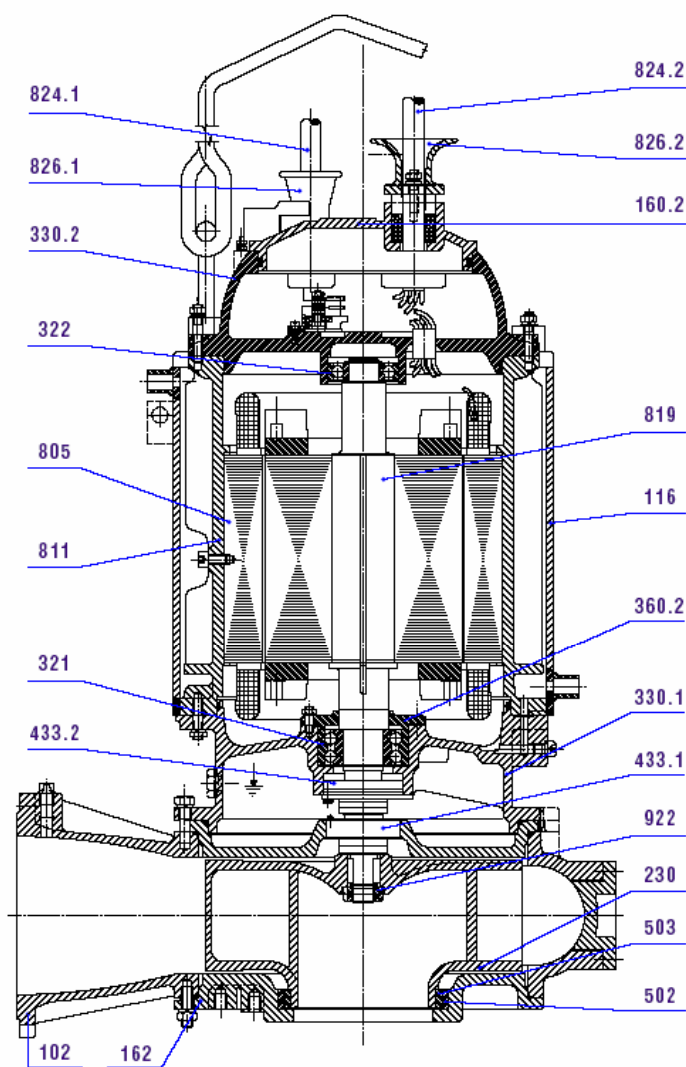
### Spouštění

Ke spínání a jištění elektromotoru čerpadla je nutné vhodné elektrické spínací zařízení. Doporučuje se rozvaděčová přístrojová skříň řady GPS ne GHS-B (bližší typ skříně uveden v technických údajích jednotlivých velikostí čerpadel).

Spínací skříň umožňuje ruční nebo automatické (od snímačů hladin) ovládání čerpacího soustrojí. V případě se stabilním uspořádáním čerpací stanice si provozovatel řeší elektrické přístroje a příslušenství zpravidla individuálně podle celkové dispozice čerpací stanice. Přístrojová skříň je dodávána na požadavek odběratele přímo s čerpadlem.

## Ponorná kalová kanalizační čerpadla GFHU

### Informativní řez čerpadlem-150-GFHU-315-335



102	spirála	433.2	mechanická ucpávka
116	chladič plášť	502	těsnicí kruh sacího víka
160.2	víko svorkovnice	503	těsnicí kruh oběžného kola
162	sací víko	805	elektromotor
230	oběžné kolo	811	těleso statoru
321	ložisko spodní	819	hřídel
322	ložisko horní	824.1	ovládací kabel
330.1	těleso ložiska spodní	824.2	silový kabel
330.2	těleso ložiska horní	826.1	vývodka ovládacího kabelu
360.2	víko ložiska	826.2	vývodka silového kabelu
433.1	mechanická ucpávka	922	matice oběžného kola

## Informativní oblastní diagram čerpadla

